

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE SALTA**  
**FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS**

# **TESIS DOCTORAL**

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ENSAYO DE LA ETAPA DE GENERACIÓN  
ELÉCTRICA CON UN SISTEMA SOLAR TÉRMICO**

Doctorando: Dellicompagni, Pablo Roberto

Director: Dra. Franco, Judith

Co director: Dr. Altamirano, Martín

## *Agradecimientos*

*El desarrollo de ésta tesis no hubiese sido posible sin el constante apoyo de mi familia, a quienes quiero agradecer profundamente y amo; mis padres, Elina y Roberto y a mis hermanos Marcos, Oscar y Analía, a Loby y a Yarita.*

*De igual manera, no me alcanzan las palabras para agradecer el constante acompañamiento de mis directores, el Dr. Saravia, Dra. Franco y Dr. Altamirano, quienes me guiaron de inicio a fin en el desarrollo de esta tesis doctoral.*

*A los locos del café, por tantas risas y alegrías; Hugo, Fisi, Richard, Lucas, Ale, Germán, Marcos, José, Pablito, Rula, Fede, Flaco, Marcelito, Nico, Ema, Chaff y Martín I.*

*A mis compañeras de oficina y amigas, Nilsa, Aien y Nancy, por hacer los días más amenos y llevaderos.*

*Agradecer también a mis amigos y amigas, José S., Gato F., Martín C., Liber, Mudo, Pollo, Oculito, Alex, Franco, Cecilia, Daniela R., Anahí, Daniela M., Vicky, Carito y Sol. La vida me ha dado tantos amigos y me ha rodeado de muy buenas personas, que me resulta imposible agradecer a todos en este párrafo, a los que estuvieron siempre y a los que fueron quedando en el camino. ¡Gracias a todos!, por formar parte de este proceso.*

*¡Gracias Dios!, por guiarme siempre en mis pasos.*

## **Índice**

Fundamentación	7
Objetivo general	8
Objetivos específicos	8
Actividades realizadas	9
Lugar de realización de la tesis, recursos disponibles y necesarios	11
Fuentes de financiación	11
Objetivos por capítulos	12
Listado de publicaciones asociadas a la presente tesis	13

### **Capítulo 1.**

<b>1.1. Contexto de desarrollo de la presente tesis</b>	<b>17</b>
1.1.1. Síntesis del Mercado Mayorista Argentino hasta febrero de 2018	17
Demanda de energía promedio diaria hasta Febrero de 2018	17
Demanda de potencia hasta Febrero de 2018	18
Potencia instalada hasta Febrero de 2018	19
1.1.2. Matriz Energética y Energías Renovables en Argentina	20
<b>1.2. Breve descripción de los sistemas de concentración solar</b>	<b>24</b>
1.2.1. Cilindro-Parabólico (Parabolic Trough Collector, CCP)	26
1.2.2. Torre Central (Solar Power Tower, TC)	28
1.2.3. Concentrador Fresnel lineal (Fesnel Linear Collector, CFL)	29
1.2.4. Disco Parabólico (Parabolic Dish, DP)	30
<b>1.3. Historia y estado de arte de la tecnología Fresnel lineal</b>	<b>31</b>
1.3.1. Proyectos Fresnel reportados a la actualidad (2017)	35
1.3.2. Comparación entre tecnologías	36
<b>1.4. Oportunidad de aprovechamiento solar de concentración en Argentina</b>	<b>38</b>
1.4.1. El recurso solar en la ciudad de San Carlos	39
<b>1.5. Descripción del sistema Fresnel de San Carlos</b>	<b>41</b>
1.5.1. Tesis doctorales basadas en el proyecto FL de San Carlos	42
<b>1.6. Conclusiones del capítulo</b>	<b>44</b>
<b>1.7. Referencias</b>	<b>45</b>

### **Capítulo 2.**

<b>2.1. Introducción</b>	<b>50</b>
<b>2.2. Reseña histórica del vapor como fluido motor</b>	<b>51</b>
2.2.1. La máquina de Savery	52
2.2.2. La máquina de Newcomen	53
2.2.3. La máquina de Watt	54
2.2.4. La máquina de alta presión	55
2.2.5. La locomotora	56
2.2.6. El barco de vapor	57
2.2.7. Patentes en aviación	59
2.2.8. Expansión de la máquina de vapor y efecto invernadero	60
<b>2.3. El motor a vapor acoplado a plantas solares</b>	<b>61</b>

2.3.1.	El primer motor a vapor acoplado a una planta solar térmica	61
2.3.2.	La compañía Terrajoule	64
	Descripción técnica y operacional de los componentes de la planta	65
	Descripción cualitativa de costos de operación y mantenimiento	66
	Costo de inversión	67
<b>2.4.</b>	<b>Conclusiones del capítulo</b>	<b>69</b>
<b>2.5.</b>	<b>Referencias</b>	<b>70</b>
<b>Capítulo 3.</b>		
<b>3.1.</b>	<b>Introducción</b>	<b>74</b>
<b>3.2.</b>	<b>Antecedentes</b>	<b>75</b>
<b>3.3.</b>	<b>Modelo</b>	<b>77</b>
3.3.1.	Modelo térmico	77
	Ingreso del vapor en el cilindro	78
	Expansión del vapor en el cilindro	81
	Carreras de escape y compresión	82
3.3.2.	Consideraciones para el cilindro inferior	82
3.3.3.	Modelo mecánico	83
<b>3.4.</b>	<b>Resultados de la simulación</b>	<b>88</b>
<b>3.5.</b>	<b>Análisis paramétrico</b>	<b>96</b>
3.5.1.	Torque opositor variable y régimen de rpm constante	96
3.5.2.	Régimen de rpm variable y torque opositor constante	98
<b>3.6.</b>	<b>Simulación del estado térmico del cabezal motor</b>	<b>100</b>
3.6.1.	Medición de la temperatura del vapor y paredes exteriores	102
3.6.2.	Resultados de la simulación térmica	104
<b>3.7.</b>	<b>Conclusiones del capítulo</b>	<b>108</b>
<b>3.8.</b>	<b>Referencias</b>	<b>108</b>
<b>Capítulo 4.</b>		
<b>4.1.</b>	<b>Introducción</b>	<b>112</b>
<b>4.2.</b>	<b>Diseño de la transmisión mecánica</b>	<b>112</b>
4.2.1.	Consideraciones previas al cálculo de la transmisión	112
4.2.2.	Dimensiones de las poleas	114
4.2.3.	Diseño de los ejes	115
	Hipótesis de cálculo	115
4.2.4.	Consideraciones para la selección de los rodamientos y cojinetes (soportes)	116
	Solicitaciones de servicio	116
4.2.5.	Dimensionamiento de las chavetas	120
	Fallo por cizallamiento y por aplastamiento	121
4.2.6.	Resultado final	121
<b>4.3.</b>	<b>Diseño de la fundación de hormigón</b>	<b>122</b>
4.3.1.	Consideraciones generales previas al cálculo	122
4.3.2.	Dosificación del hormigón	125
4.3.3.	Anclajes, aislación mecánica y acoples	126
<b>4.4.</b>	<b>Conclusiones del capítulo</b>	<b>129</b>



<b>4.5. Referencias</b>	<b>130</b>
<b>Capítulo 5.</b>	
<b>5.1. Introducción</b>	<b>133</b>
<b>5.2. Caracterización del motor a vapor en vacío</b>	<b>133</b>
5.2.1. Estimación de la potencia indicada	134
5.2.2. Estimación de la potencia útil	135
5.2.3. Metodología, definición de parámetros y régimen de revoluciones	136
5.2.4. Potencia de expansión. Rendimiento mecánico y rendimiento total	138
<b>5.3. Ensayo del generador sincrónico de 16 kVA</b>	<b>140</b>
5.3.1. Ensayo de vacío	141
5.3.2. Ensayo de sobre velocidad	141
5.3.3. Ensayo de potencia variable	142
5.3.4. Estimación de la presión y caudal necesarios	145
Consumo útil de vapor	147
Pérdidas por enfriamiento	148
Pérdidas intersticiales	149
<b>5.4. Arreglo experimental</b>	<b>150</b>
5.4.1. Medición de potencia efectiva	150
Incertidumbre en la medición de potencia efectiva y torque	155
5.4.2. Medición de potencia de expansión	156
Calibración del equipo de medición	159
5.4.3. Rendimiento térmico o global	159
<b>5.5. Pérdidas térmicas del cabezal motor</b>	<b>161</b>
<b>5.6. Conclusiones del capítulo</b>	<b>164</b>
<b>5.7. Referencias</b>	<b>165</b>
<b>Capítulo 6.</b>	
<b>6.1. Introducción</b>	<b>168</b>
<b>6.2. Mediciones realizadas en el condensador</b>	<b>168</b>
<b>6.3. Ensayo térmico de absorbedor sin cobertura y viento variable</b>	<b>171</b>
<b>6.4. Ensayo térmico de vidrios para la cavidad absorbedora</b>	<b>176</b>
6.4.1. Vidrio común de 3 mm con viento calmo	177
6.4.2. Vidrio común de 4 mm con viento calmo	177
6.4.3. Vidrio templado de 4 mm con viento calmo	178
6.4.4. Vidrio templado de 4 mm con viento variable	179
6.4.5. Transmitancia espectral del vidrio templado de 4 mm	182
<b>6.5. Conclusiones del capítulo</b>	<b>183</b>
<b>6.6. Referencias</b>	<b>184</b>
<b>Capítulo 7.</b>	
<b>7.1. Introducción</b>	<b>187</b>
<b>7.2. Ciclo termodinámico</b>	<b>188</b>
<b>7.3. Potencia solar incidente y pérdidas térmicas en el absorbedor</b>	<b>189</b>
<b>7.4. Estado térmico del vapor en cañería de distribución</b>	<b>193</b>

7.4.1. Pérdidas de calor desde caños al ambiente	194
7.4.2. Decremento de la temperatura y la fracción de vapor en la línea de vapor	195
7.4.3. Coeficiente de transferencia convectiva del vapor	198
<b>7.5. Energía térmica disponible para procesos</b>	<b>199</b>
7.5.1. Energía y potencia térmica del vapor	200
7.5.2. Inyección directa de vapor	201
7.5.3. Energía disponible para generación eléctrica	204
7.5.4. Destilación de agua sin generación de potencia eléctrica	206
7.5.5. Generación de potencia eléctrica y destilación de agua	210
<b>7.6. Energía térmica para proceso de secado</b>	<b>211</b>
<b>7.7. Conclusiones del capítulo</b>	<b>214</b>
<b>7.8. Referencias</b>	<b>215</b>
<b>Capítulo 8.</b>	
<b>8.1. Introducción</b>	<b>220</b>
<b>8.2. El modelo SAM</b>	<b>221</b>
8.2.1 Descripción general	221
8.2.2. Breve reseña de modelos computacionales empleados en CFL	222
<b>8.3. Base de datos climática y radiación solar</b>	<b>223</b>
8.3.1 El programa Meteonorm	224
<b>8.4. Modelo SAM aplicado en casos existentes</b>	<b>226</b>
<b>8.5. Diseño y simulación de una planta CFL de 15 MWe</b>	<b>227</b>
8.5.1. Plantas comerciales de concentración Fresnel lineal de referencia	227
8.5.2. Emplazamiento	228
8.5.3. Definición de parámetros del campo solar	231
8.5.4. Condiciones meteorológicas de diseño	233
8.5.5. Fluido calo-portador (HTF)	234
8.5.6. Rendimiento óptico	235
8.5.7. Almacenamiento térmico	236
8.5.8. Despacho de energía térmica y demanda a cubrir	237
8.5.9. Costo de instalación, operación y mantenimiento	240
8.5.10. Costo normalizado de la electricidad	241
<b>8.6. Resultados de la simulación</b>	<b>243</b>
8.6.1. Análisis paramétrico	246
<b>8.7. Conclusiones del capítulo</b>	<b>248</b>
<b>8.8. Referencias</b>	<b>249</b>
<b>Conclusiones finales</b>	<b>253</b>
<b>Anexos</b>	<b>257</b>
<b>Publicaciones asociadas</b>	<b>298</b>

## Fundamentación

Las diferentes máquinas de vapor para la producción de energía mecánica y eléctrica tienen una larga historia que comenzó en el siglo XV (T. Savery) y empezó a generalizarse en relación con las minas de carbón en Inglaterra (J. Watt). Originalmente la fuente de energía necesaria para su funcionamiento se logró usando leña y luego carbón mineral. En el siglo XX se comenzaron a utilizar los hidrocarburos y diferentes gases, fuentes que han predominado hasta la actualidad. Los problemas actuales relacionados con las fuentes mencionadas, tales como el comienzo de la declinación de los combustibles no renovable y la contaminación ambiental que causa su uso, ha llevado a un interés creciente por la utilización de las energía renovables tales como la solar, eólica, biocombustibles y otros.

Desde 1980, el Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional (INENCO) y otras instituciones de la Argentina están realizando desarrollos destinados a la sustitución de los combustibles convencionales por las llamadas energías renovables. En relación con la energía solar se han considerado dos tecnologías diferentes para la generación eléctrica, el uso de los sistemas fotovoltaicos y la generación solar térmica con uso de concentradores. Ambos tienen características muy diferenciadas que implican distintas posibilidades de uso, que en algunos casos se superponen.

El INENCO lleva a cabo estudios relacionados con la producción de electricidad por la vía solar térmica que cuenten con características tales como:

- 1.- Generadores con producciones grandes, encontrándose en la actualidad sistemas en construcción con potencias de 500 MW en EEUU con sistemas de torre central (Palen Solar Electric Generating System), Australia con equipos del tipo Fresnel lineal, uno de 44 MW (Kogan Creek Solar Boost) en construcción y otro de 9 MW en operación (Liddell Power Station). También se encuentra una planta solar con sistema de torre central en operación, en EEUU, denominada Ivanaph, con un potencia de 377 MW, transformándose ésta en líder en el mercado en finales del 2013 y principios del 2014.
- 2.- Cubran un rango grande de potencias, desde las decenas de kW para aplicaciones puntuales a nivel industrial hasta las potencias ya mencionadas para la producción de energía destinada a las grandes ciudades y centros industriales.
- 3.- Las centrales térmicas puedan generar no solo energía eléctrica sino también térmica destinada a usos industriales.
- 4.- La generación de energía térmica tiene la ventaja de que puede almacenarse a costos más bajos que la energía eléctrica. La mayoría de las nuevas centrales térmicas están acumulando energía térmica con reservas de 7 a 10 horas, por lo que pueden cubrir la demanda eléctrica pico que se genera en las primeras horas de la noche. En este momento se está generalizando la acumulación con sales fundidas, lo que permite llegar a altas temperaturas y tiene precios bajos.

5.- Existen equipos con diferentes características, siendo los más comunes los de torre central, los que usan espejos cilindro-parabólicos, los que utilizan motores stirling con espejos esféricos y los de tipo Fresnel lineal, que hace uso de espejos planos ligeramente curvados. En la actualidad, las diferentes tecnologías son utilizadas, encontrándose en una etapa de comparaciones económicas destinadas a determinar en qué condiciones uno u otro tipo resulta más conveniente.

6.- La generación eléctrica también es diversa pudiéndose utilizar turbinas, motores stirling, máquinas reciprocantes o el uso intermedio de producción de vapor orgánicos con volúmenes específicos menores que el agua. Los motores stirling tienen los mejores rendimientos pero su tamaño actual es pequeño, en el orden de los 25 kW. Los motores reciprocantes se han utilizado para potencias pequeñas, del orden de decenas de kW por su bajo costo, pero actualmente están creciendo y se producen motores con potencias de varios MW. Las turbinas cubren un rango muy grande, pero las de pequeña potencia resultan muy caras.

En el INENCO se ha centrado el interés en los generadores de vapor de tipo Fresnel debido a su bajo costo. Por otro lado su tecnología es relativamente sencilla y pueden ser contruidos totalmente en la Argentina con materiales locales.

Los sistemas de generación solar térmica pueden usarse en regiones con alta radiación solar ya que los espejos necesitan de irradiación directa para su funcionamiento. A nivel mundial existen 7 regiones de alta radiación. Afortunadamente, la zona NOA de la Argentina forma parte de una de ellas junto con el norte de Chile y el Sureste de Bolivia. Las potencias disponibles de energía solar constituyen la mayor reserva de energía renovable, asegurando que esta fuente podrá generar la energía suficiente a nivel mundial para asegurar la disponibilidad a largo plazo. A título de ejemplo se puede citar que una superficie del orden de  $20 \times 20 \text{ km}^2$ , muy pequeña en relación a las superficies disponibles en la cercanía de los Andes, puede generar toda la energía que se consume actualmente nuestro país.

El panorama actual de las políticas en Energías Renovables en Argentina, a través del plan Nacional RenovAr, en sus distintas fases, resulta promisorio y alentador para el aumento de proyectos de generación eléctrica en base a recursos renovables, sobre todo de índole eólica y solar. Este plan impulsa al desarrollo de este tipo de proyectos por lo cual el estudio de la tecnología de concentración solar para la generación termo – energética se enmarca directamente en la situación actual de la República Argentina.

### **Objetivo general**

Diseñar y construir la etapa de generación de energía eléctrica asociada a la generación de vapor de un sistema solar Fresnel lineal.

### **Objetivos específicos**

1.- Seleccionar la tecnología que mejor se adapte a la generación eléctrica para el aprovechamiento de vapor generado por un Concentrador Fresnel Lineal (CFL).

- 2.- Caracterizar los parámetros de funcionamiento de la tecnología seleccionada para la generación eléctrica, a escala de laboratorio.
- 3.- Instalar y ensayar el bloque de generación en la planta piloto situada en San Carlos, Salta.
- 4.- Simular el sistema a partir de los resultados obtenidos en base a las mediciones a escala piloto.
- 5.- Realizar un análisis económico de costos de generación de electricidad para sistemas a mayor escala.
- 6.- Determinar la capacidad energética de la planta piloto para su aprovechamiento en otros procesos térmicos.
- 7.- Dimensionar un sistema de concentración solar de mayor escala acorde a la demanda de energía eléctrica de la región donde está emplazado el sistema.

### **Actividades realizadas**

Las principales actividades para llevar adelante esta tesis son las siguientes.

- 1.- La recopilación de información de los distintos sistemas de concentración solar térmica existentes, cuyo fluido caloportador sea vapor en el rango de presión y temperatura que se pueden obtener por el CFL estudiado en esta tesis, se realiza a partir de publicaciones internacionales de sistemas similares así como tesis previas y publicaciones en revistas indexadas sobre el presente CFL.
- 2.- Para implementar la conexión entre el bloque de potencia y el sistema CFL, se estudia el principio de funcionamiento termodinámico del absorbedor Fresnel para disponer de los conocimientos necesarios y determinar la capacidad de generación de vapor del mismo.
- 3.- Se relevaron los diferentes sistemas de generación eléctrica conectables a fuentes solares de vapor de agua de acuerdo a su tamaño y tecnología (turbinas, motores reciprocantes de vapor, ciclos con fluidos orgánicos, etc.) habiendo definido sus características y especificaciones. Para la elección de la tecnología adecuada se tuvieron en cuenta las siguientes figuras de mérito:
  - Temperatura de trabajo del fluido caloportador.
  - Costo de equipamiento.
  - Eficiencia.
  - Durabilidad en el tiempo y vida útil.
  - Factibilidad de montaje.
- 4.- Mediante el análisis del principio de funcionamiento de la tecnología seleccionada (motor a vapor), se determinan sus características técnicas, como ser, caudal de vapor, potencia mecánica útil en eje, régimen de revoluciones, presión y

temperatura; y la variación de tales parámetros con el régimen de carga mecánica en el eje.

5.- Se ensayó el motor a vapor en condiciones de laboratorio, lo que permitió caracterizar la máquina en función de los parámetros críticos de funcionamiento mencionados en el ítem anterior, fundamentalmente el régimen de revoluciones óptimo a la cual el motor a vapor desarrolla la máxima potencia para las condiciones de presión de vapor.

6.- A partir de los resultados de los ensayos de caracterización, se realiza el acople del bloque de potencia en el prototipo CFL construido en San Carlos, para lo cual se diseñó la transmisión mecánica necesaria y la fundación de hormigón.

7.- Se ensayó el bloque de potencia acoplado con el módulo Fresnel. Tales ensayos consistieron en la medición de la potencia útil en el eje del motor a vapor así como la determinación experimental de la potencia de expansión dentro de los cilindros.

8.- Mediante el desarrollo de un modelo matemático que describe el comportamiento termo mecánico del motor a vapor instalado en el CFL, implementado en el software de simulación computacional Simusol, se determina la capacidad de generación de potencia mecánica según diferentes estados de carga en el eje rotacional, así como para diferentes regímenes de revoluciones por minuto. Se consideraron diferentes parámetros de entrada siendo los más importantes la temperatura y título del vapor de admisión, además de los parámetros constructivos o geométricos de la máquina. Además de la potencia útil, la simulación aquí propuesta permite determinar las condiciones de operación necesarias para el funcionamiento de la máquina, entre las que se pueden mencionar caudal de vapor, pérdidas térmicas al exterior, eficiencia mecánica y global, variación de la temperatura y presión de vapor dentro de los cilindros y potencia mecánica instantánea en las carreras de expansión.

De manera de ajustar el modelo propuesto en la presente tesis, se lleva a cabo el contraste de los resultados experimentales con los obtenidos en la simulación numérica, tomando como referencias principales a la potencia mecánica – útil y de expansión – generada, el régimen de revoluciones por minuto, estado de carga mecánica en el eje, la presión y temperatura del vapor el tubo de admisión y dentro de los cilindros, las pérdidas térmicas hacia el exterior y el caudal de vapor consumido. El ajuste realizado en las variables del modelo permite una mejor representatividad de la realidad termo física del motor a vapor.

9.- Se plantea la implementación de un sistema CFL de mayor potencia, para la inyección de energía eléctrica en la línea de Alta Tensión en la región cercana a la ciudad de Cafayate de modo de analizar la escalabilidad de éstos sistemas de concentración solar y la factibilidad de generar potencia con costos comparables con proyectos fotovoltaicos, que actualmente se encuentran en fase de ejecución en la región. Para ello se emplea el software de diseño System Advisor Model (SAM) desarrollado por el Laboratorio Nacional de Energía Renovable (NREL) de los Estados

Unidos considerando un modelo de generación indirecta de vapor con almacenamiento de energía térmica en sales fundidas.

10.- Los usos complementarios del vapor para satisfacer necesidades energéticas de baja temperatura, tales como secado de productos agrícolas y desalinización de agua, se analizan en esta tesis. Para ello se realizó el estudio energético del absorbedor, desarrollando un modelo ensamblado de distintos autores para determinar el estado energético con el que el vapor abandona el absorbedor, que combinado a los resultados de ensayos experimentales de caracterización de los distintos consumidores de vapor, se estima la capacidad de generación de energía eléctrica del bloque de potencia instalado y de la producción de agua desalinizada mediante un desalinizador multietapa. La determinación del estado energético del vapor antes de ingresar al condensador permite determinar si es necesario – o no – el empleo de un sistema de colección solar pasivo de placas planas.

### **Lugar de realización de la tesis, recursos disponibles y necesarios**

El lugar de realización de la presente tesis es en el INENCO, perteneciente a la Universidad Nacional de Salta, siendo la Ciudad de San Carlos el lugar donde se montó el equipo de generación solar. El grupo de investigadores que trabaja en el generador Fresnel lineal está compuesto por doce integrantes del INENCO que cubren los distintos aspectos solares, térmicos, mecánicos, electrónicos, computacionales y ópticos que se necesitan para llevar adelante el proyecto y que colaboran para emprender la tarea de diseño, construcción y medida del bloque de potencia acoplado con el generador solar de vapor. El INENCO dispone de talleres propios de mecánica y electrónica y laboratorios de óptica, termodinámica, calibración de sensores, medida de irradiación solar y medida de flujos de agua y vapor.

El Sr. Vargas (propietario del predio en San Carlos donde se encuentra el Fresnel) ha cedido el espacio en su finca para los ensayos, compromiso escrito que forma parte del proyecto aprobado por COFECYT.

### **Fuente de financiación**

Para llevar adelante la terminación del equipo de generación de vapor se dispuso de un proyecto aprobado del COFECYT de \$400000. Además, se ha firmado un convenio entre el CONICET y el INTI para completar la construcción prototipo de San Carlos. El CONICET aportó \$220000 a estos efectos. Por otra parte, el proyecto motivo de la presente tesis doctoral, ha obtenido el galardón en los premios INNOVAR 2016 en la subcategoría *Grandes equipos de trabajo*, así como la máxima distinción *INNOVAR* cómo *producto innovador*, siendo el monto otorgado de \$130000. Además, dada la experiencia adquirida por el equipo de trabajo, del cual forma parte el autor de la presente tesis, se ha llevado a cabo un Servicio Tecnológico de Alto Nivel (STAN) para la compañía EJESA de Jujuy para el diseño de una planta Fresnel Lineal de 6 MW y el estudio de prefactibilidad para su implementación en La Quiaca, servicio que generó un ingreso de U\$S 4000, destinados a la última etapa de puesta a punto y

automatización del equipo. Por último, el doctorando autor de la presente tesis ha sido beneficiado con una beca doctoral otorgada por el CONICET, bajo la dirección de la Dra. Judith Franco y la co-dirección del Dr. Luis Saravia.

### **Objetivos por capítulos**

- **Capítulo 1:** El objetivo de este capítulo es enmarcar la presente tesis en el panorama actual de la República Argentina en cuanto a oportunidades de aprovechamiento del recurso solar para la generación de potencia y cuáles son los actores que impulsan al desarrollo de proyectos basados en energías renovables mediante la implementación de leyes específicas enmarcadas en un objetivo a futuro: lograr el 20% de la matriz energética Argentina para el año 2025. Por otro lado, se busca en este capítulo presentar los distintos tipos de tecnologías empleados en la actualidad, cuáles son las compañías icónicas que predominan el mercado de las centrales termosolares e introducir al sistema Fresnel Lineal de San Carlos y el potencial solar de la región en el abordaje de la presente tesis.
- **Capítulo 2:** Se busca reivindicar a las tecnologías de conversión termo mecánica, particularmente motores de vapor, mediante la descripción del rol del vapor de agua en los sistemas energéticos y la importancia de la máquina de vapor en los procesos históricos que marcaron el progreso económico de los países emergentes, principalmente en Europa. Por otro lado, en este capítulo se plantea la factibilidad técnica de implementar motores a vapor en sistemas de concentración solar para la generación de potencia, describiendo dos casos: uno histórico no existente actualmente en nueva Gales del Sur y otro existente en Perú, para dejar en evidencia que el empleo de motores a vapor en sistemas de mediana – baja potencia resulta técnicamente factible y económicamente viable.
- **Capítulo 3:** Se plantea la modelización del motor a vapor instalado en el sistema Fresnel de San Carlos, con el objetivo de determinar la capacidad de generación de potencia mecánica de dicha tecnología para diferentes condiciones de operación (régimen de revoluciones, presión, torque), así como el consumo de vapor/agua de alimentación, con lo que se busca establecer leyes de control de caudal de vapor acorde a las necesidades de operación del bloque de generación y que permitan la optimización en el uso del recurso térmico disponible para la generación de potencia.
- **Capítulo 4:** Este capítulo tiene como finalidad mostrar el diseño del bloque de potencia, fundamentalmente los componentes estructurales y de fijación del motor a vapor, la transmisión mecánica y el generador sincrónico. El abordaje del dimensionamiento se realiza bajo consideraciones vinculadas con la geometría disponible, la potencia mecánica a transmitir, condiciones del suelo y régimen de operación del conjunto completo.
- **Capítulo 5:** El objetivo de este capítulo se centra fuertemente en el estudio experimental del sistema de generación instalado, habiendo sido los componentes previamente caracterizados en ensayos de laboratorio de manera separada. La



determinación de la respuesta del sistema en conjunto bajo diversas condiciones de operación permite validar el modelo en Simusol abordado en el capítulo 3, así como la determinación de los rendimientos involucrados en los procesos de transformación energética, siendo éstos imprescindibles para la determinación del estado energético del vapor luego de ser empleado en el motor.

- **Capítulo 6:** El ensayo térmico del condensador tiene como objetivo principal determinar una expresión que relacione la potencia térmica que debe transferirse al aire del secadero para elevar la temperatura del mismo a un determinado valor, que depende fundamentalmente del producto a secar. Esto se logra mediante mediciones *in situ* de la temperatura del aire a medida que circula por el condensador y de las velocidades del mismo en tales puntos. La medición de estos parámetros se realizaron con el objetivo de que al determinar una expresión, como la mencionada anteriormente, tenga incluida los fenómenos de transmisión térmica desde el vapor al aire de circulación, como así las pérdidas térmicas hacia el exterior.

Por cuanto a los ensayos térmicos realizados en el prototipo absorbedor, éstos se llevaron a cabo con el objetivo de justificar la compra del lote de vidrios templados y los materiales de sujeción y aislamiento para los mismos, además de determinar el coeficiente global de pérdida para condiciones de absorbedor sin cobertura y con viento variable con incidencia perpendicular.

- **Capítulo 7:** El análisis del potencial energético del sistema Fresnel de San Carlos, así como el aprovechamiento del vapor para distintos procesos, se plantea en este capítulo. Se busca modelar térmicamente al equipo analizando el estado térmico del vapor conforme circula por la instalación y es empleado para el aprovechamiento energético en los diferentes procesos. La determinación analítica de la energía térmica del vapor permite estimar cuánta energía está puesta en juego en los procesos de generación de potencia, desalinización de aguas duras y secado de frutihortícolas, definiendo el potencial térmico del sistema así como sus limitaciones.

- **Capítulo 8:** El objetivo de este capítulo es poner en manifiesto el potencial de generación eléctrica que presenta la región donde el sistema Fresnel está montado. El aporte energético de una planta Fresnel de 15 MWe se determina mediante software específico para tal fin. Se evidencia que los sistemas Fresnel lineales representan una opción tecnológica promisoría para la región, para la generación de energía eléctrica e inyección de potencia a la red de transporte eléctrico, a un costo de generación LCOE en valores competitivos con respecto a otras tecnologías.

#### **Listado de publicaciones asociadas a la presente tesis**

1. SIMULATION AND TESTING OF A SOLAR RECIPROCATING STEAM ENGINE. P. Dellicompagni, L. Saravia, M. Altamirano, J. Franco. Energy 151 (2018) 662 – 674. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.110>.
2. POTENTIAL USES OF A PROTOTYPE LINEAR FRESNEL CONCENTRATION SYSTEM. P. Dellicompagni, J. Franco. Renewable Energy 136 (2019) 1044-1054.

3. A SOLAR IRRADIATION GIS AS DECISION SUPPORT TOOL FOR THE PROVINCE OF SALTA, ARGENTINA. N. M. Sarmiento, S. Belmonte, P. Dellicompagni, J. Franco, K. Escalante, J. R. Sarmiento. Renewable Energy. Artículo aceptado para su publicación en revista. 18/07/2018. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.07.081>.
4. VALIDATION OF REANALYSIS AND SATELLITE IMAGERY BASED DATA WITH FOUR GROUND STATIONS IN SALTA-NORTHERN ARGENTINA FOR A SEVEN-YEAR PERIOD. N. Sarmiento Barbieri, P. Dellicompagni, S. Belmonte, J. Franco, E. Lopez. European Geosciences Union General Assembly. Geophysical Research Abstracts. Vol. 20, EGU2018-19576, 2018.
5. ANÁLISIS DE DISPONIBILIDAD ENERGÉTICA A PARTIR DE UN CONCENTRADOR FRESNEL LINEAL PROTOTIPO PARA DESALINIZACIÓN DE AGUA, GENERACIÓN ELÉCTRICA Y SECADO DE FRUTIHORTÍCOLAS. P. Dellicompagni, J. Franco. 1<sup>st</sup> Latin America Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment. Digital proceedings. ISSN 1847-7178.
6. SIMULACIÓN NUMÉRICA EN SIMUSOL DE UN MOTOR A VAPOR A SER USADO EN UN GENERADOR SOLAR DE TIPO FRESNEL LINEAL. P. Dellicompagni, L. Saravia. VI Congresso Brasileiro de Energia Solar. Anais 2016. ISBN 978-85-86923-43-2.
7. DESCRIPCIÓN DE UN GENERADOR SOLAR TÉRMICO DE TIPO FRESNEL INSTALADO EN SAN CARLOS, SALTA. L. Saravia, M. Gea, M. Hongn, D. Hoyos, H. Barcena, C. Placco, C. Cadena, S. Flores Larsen, P. Dellicompagni, M. Condorí, C. Martínez, C. Fernández, R. Caso, M. Altamirano, H. Suligoy. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 18, pp.03.17-03.26, 2014. ISSN 2314-1433.
8. DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ENSAYO DE LA ETAPA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA CON UN SISTEMA SOLAR TÉRMICO. P. Dellicompagni, J. Franco., M. Altamirano, L. Saravia. Acta de la XXXVII Reunión de Trabajo de la Asociación Argentina de Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 2, pp. 03.39-03.43, 2014. ISBN 978-987-29873-0-5
9. CARACTERIZACION DE UN MOTOR A VAPOR DE DOBLE EFECTO. P. Dellicompagni, J. Franco, M. Altamirano, M. Hongn. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 19, pp.03.01-03.12, 2015. ISSN 2314-1433.
10. SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO HIDROTÉRMICO DEL FLUIDO DE TRABAJO EN UN CONCENTRADOR FRESNEL LINEAL. M. Hongn, S. Flores Larsen, P. Dellicompagni, D. Hoyos, C. Fernández, H. Suligoy, H. Bárcena, M. Gea, L. Saravia. Energías Renovables y Medio Ambiente Vol. 36, pp. 1 - 10, 2015. ISSN 0328-932X.
11. SIMULACION NUMERICA DE UN MOTOR DE VAPOR A SER USADO EN UN GENERADOR SOLAR DE TIPO FRESNEL LINEAL. P. Dellicompagni, L. Saravia, D. Alía. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 19, pp.08.01-08.12, 2015. ISSN 2314-1433.

12. ANÁLISIS HIDRO-TÉRMICO DEL FLUIDO DE TRABAJO DE UN CONCENTRADOR FRESNEL LINEAL PARA DIFERENTES CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO. M. Hongn, S. Flores Larsen, Dellicompagni P., M. Altamirano. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 20, pp 08.139-08.151, 2016. ISSN 2314-1433.
13. CONCENTRADOR SOLAR TERMICO FRESNEL LINEAL DE SAN CARLOS, SALTA. PRIMEROS ENSAYOS DE OPERACIÓN Y FUNCIONAMIENTO (172 m<sup>2</sup>). P. Dellicompagni, M. Hongn, L. Saravia, M. Altamirano, C. Placco, M. Gea, D. Hoyos, H. Bárcena, H. Suligoy, C. Fernández, R. Caso. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 20, pp 03.01-03.12, 2016. ISSN 2314-1433.
14. DETERMINACION DE LOS REQUERIMIENTOS DE PRESION Y CAUDAL DE VAPOR PARA EL BLOQUE DE POTENCIA DE UN SISTEMA FRESNEL LINEAL COMPACTO. P. Dellicompagni, L. Saravia, M. Altamirano, J. Franco. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 20, pp 03.21-03.31, 2016. ISSN 2314-1433.
15. PROTOCOLO DE ARRANQUE, OPERACIÓN Y MEDICIONES PARA EL CONCENTRADOR FRESNEL LINEAL DE SAN CARLOS, SALTA. P. Dellicompagni, M. Hongn, L. Saravia, M. Altamirano, C. Placco, M. Gea, D. Hoyos, H. Bárcena, H. Suligoy, C. Fernández, R. Caso. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 20, pp 03.13-03.20, 2016. ISSN 2314-1433.
16. DETERMINACIÓN DEL ESTADO TÉRMICO DE UN MOTOR A VAPOR MEDIANTE SIMULACIÓN NUMÉRICA Y MEDICIONES IN SITU. P. Dellicompagni, L. Saravia, F. Albesa, M. Altamirano. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 21, pp 08.71-08.82, 2017. ISSN 2314-1433.
17. CARACTERIZACIÓN ENERGETICA DE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE PARA USO EN ACONDICIONAMIENTO EDILICIO. P. Dellicompagni, N. Castro, J. Franco. Vol. 21, pp 08.23-08.35, 2017. ISSN 2314-1433. ISSN 2314-1433
18. POTENCIAL DE GENERACION TERMOELÉCTRICA EN CAFAYATE – SALTA MEDIANTE TECNOLOGÍA FRESNEL LINEAL. P. Dellicompagni, J. Franco, M. Altamirano. Acta de la XLI Reunión de Trabajo de la Asociación Argentina de Energías Renovables y Medio Ambiente Vol. 6, pp. 06.201-06.213, 2018. ISBN 978-987-29873-1-2.
19. MODELIZACIÓN NO UNIFORME DE LA DISTRIBUCIÓN DE RADIACIÓN SOLAR EN UN ABSORBEDOR LINEAL TIPO FRESNEL. M. Hongn, S. Flores Larsen, P. Dellicompagni, D. Chocobar. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 22, pp 02.85-02.97, 2018. ISSN 2314-1433.
20. SIMULACIÓN Y VALIDACIÓN DE UN SECADERO SOLAR DIRECTO PASIVO MEDIANTE SIMUSOL. A. Salvo, P. Dellicompagni, N. Sarmiento, J. Franco, R. Echazú. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 22, pp 02.73-02.83, 2018. ISSN 2314-1433.

# **CAPÍTULO 1**

## **SISTEMAS DE CONCENTRACION SOLAR**

**EL CASO DEL CONCENTRADOR  
FRESNEL LINEAL  
DE SAN CARLOS**

## 1.1. Contexto de desarrollo de la presente tesis

La demanda de energía eléctrica aumenta con el crecimiento de la población casi siempre con tendencia exponencial. En Argentina, el consumo per cápita se duplicó en los últimos 25 años, mientras que la demanda residencial se incrementó aún más, 5% anual. En este contexto, nuestro país requiere incrementar cada año la capacidad instalada alrededor de 720 MW para satisfacer la creciente demanda eléctrica. Además de este aumento, directamente relacionado con la mayor población, Argentina requiere dotarse de la potencia que no fue instalada en estos últimos años para recuperar la reserva demandada por el sistema. La demanda eléctrica del país hasta el 2021 requerirá incorporar 7000 MW de nueva capacidad instalada de generación: 5000 MW responderán a la demanda esperada y 2000 MW serán necesarios para recuperar la reserva y enfrentar en mejores condiciones las altas demandas de baja probabilidad (invierno/verano).

En cada país, el reconocimiento de los recursos energéticos resulta imprescindible para evaluar las alternativas de desarrollo y trabajar por la sostenibilidad energética. En ese contexto, el enorme potencial de Argentina para desarrollar Energías Renovables hace indispensable incluirlas en la ecuación. La Cámara Argentina de Energías Renovables (CADER, <http://www.cader.org.ar/>) sostiene que las Energías Renovables y el uso eficiente de las mismas contribuyen de modo importante con el desarrollo económico, social y ambiental del país. Su inserción y difusión de manera eficiente presenta numerosas ventajas:

- Aumentan la seguridad energética.
- Desarrollan la industria nacional.
- Son económicas y ahorran divisas.
- Mejoran la calidad de vida de la población.
- Promueven el desarrollo regional de las economías y generan empleo.
- Mitigan el cambio climático.

### 1.1.1. Síntesis del Mercado Mayorista Argentino hasta Febrero de 2018

La Subgerencia de Planificación Estratégica, Gerencia de Planificación, Coordinación y Control de la Comisión Nacional de Energía Atómica de la República Argentina elabora de manera mensual un boletín en donde se resume el estado energético del país, tanto potencia instalada y capacidad de oferta como la demanda de consumo eléctrico ([www.uia.org.ar/download.do?id=6739](http://www.uia.org.ar/download.do?id=6739)).

#### *Demanda de energía promedio diaria hasta Febrero de 2018*

En la figura 1.1 se observa el promedio diario de la demanda de energía para los últimos cuatro años, en la que cabe destacar que se estableció un pico máximo de consumo histórico en el mes de Febrero de 2018, lo que significa un aumento del 2.4% con respecto al valor de Febrero de 2017. Por otra parte se evidenció un Febrero más caluroso al valor medio histórico. En esta ocasión, la temperatura media del mes fue de

25.2 °C, mientras que la del año pasado había sido de 25.4 °C. La media histórica, por su parte, se ubica alrededor de los 23.5 °C.

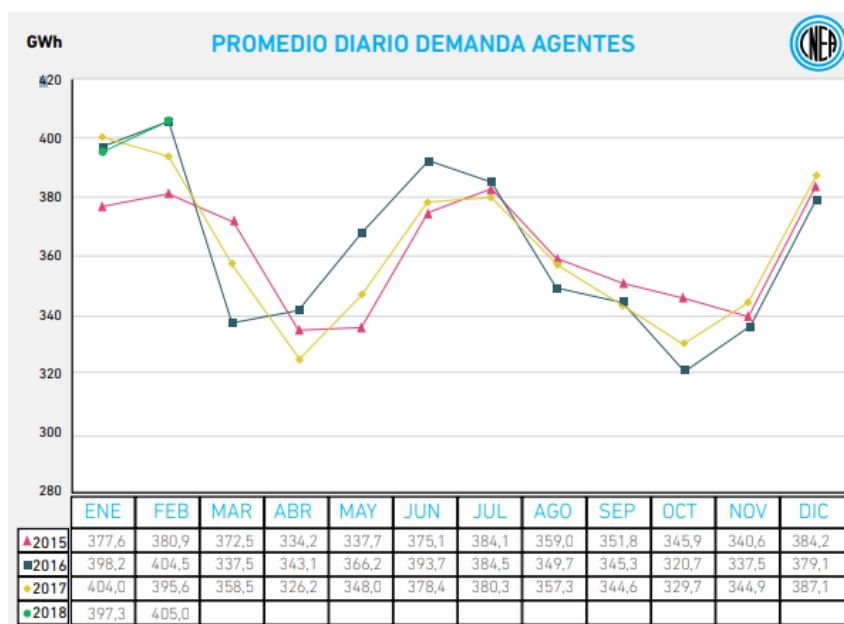


Figura 1.1. Promedio diario de demanda en GWh (www.uia.org.ar).

#### *Demanda de potencia hasta Febrero de 2018*

En cuanto a la demanda histórica de potencia (figura 1.1), esta aumentó un 2.7 % tomando como referencia el mismo mes del 2017. A su vez, mostró un incremento del 4.4 % en comparación con el valor registrado el mes pasado. En relación al pico histórico de demanda, cabe destacar que el valor registrado el 24 de Febrero de 2017, de 25628 MW, fue superado el día 6 de Febrero de 2018 a las 14:25 registrando 25994 MW. Luego este fue superado nuevamente el 8 de Febrero de este año a las 15:35 hs, momento en el cual se registraron 26320 MW. Este último valor se convierte en el nuevo record histórico de potencia. En la gráfica 1.2 se observa ésta tendencia de crecimiento considerando los meses de Febrero en una serie de 10 años hasta la actualidad.

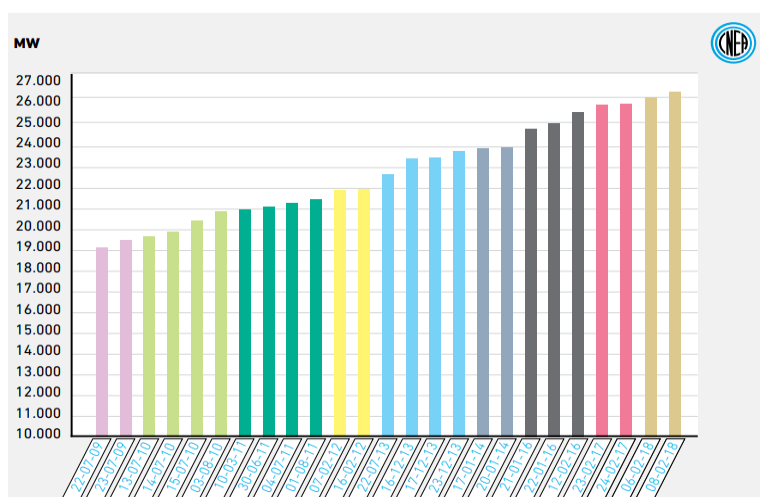


Figura 1.2. Picos máximos de potencia demandada registrados (www.uia.org.ar).

Potencia instalada hasta Febrero de 2018

Los equipos instalados en el Sistema Argentino de Interconexión (SADI) pueden clasificarse en tres grupos, de acuerdo al recurso natural y a la tecnología que utilizan: Térmico fósil (TER), Nuclear (NU) o Hidráulico (HID). Los térmicos a combustible fósil, a su vez, pueden subdividirse en cinco tipos tecnológicos, en función del ciclo térmico y combustible que utilizan para aprovechar la energía: Turbinas de Vapor (TV), Turbinas de Gas (TG), Ciclos Combinados (CC), Motores Diesel (DI) y Biogás (BG).

ÁREA	TV	TG	CC	DI	BG	TER	NUC	HID	FV	EOL	TOTAL
CUYO	120,0	89,6	374,2	40,0		623,8		1.129,1	8,2		1.761,1
COM		630,9	1.296,5	92,3		2.019,7		4.768,7			6.788,4
NOA	261,0	991,2	1.471,7	374,0		3.097,9		218,2		58,4	3.374,5
CENTRO	200,0	806,6	534,0	100,8	3,5	1.644,9	648,0	918,0			3.210,9
GBA	2.110,0	1.516,7	3.441,7	288,5	16,6	7.373,4					7.373,4
BA	1.543,2	1.858,1	1.713,5	327,9		5.442,7	1.107,0			0,3	6.550,0
LIT	217,0	1.100,4	865,1	318,6	1,4	2.502,4		945,0			3.447,4
NEA		33,0		302,9		335,9		2.745,0			3.080,9
PAT		347,0	188,1			535,1		540,8		168,0	1.243,9
GENERACIÓN MÓVIL						0,0					0,0
SIN	4.451,2	7.373,5	9.884,8	1.871,9	21,5	23.602,9	1.755,0	11.264,8	8,2	226,7	36.857,6
<b>Porcentaje</b>						<b>64,04</b>	<b>4,76</b>	<b>30,56</b>	<b>0,02</b>	<b>0,62</b>	

Figura 1.3. Potencia instalada por región y por tecnología de conversión  
(www.uia.org.ar).

Existen en el país otras tecnologías de generación agrupadas en el concepto Otras Renovables, las cuales se están conectando al SADI progresivamente, como la Eólica (EOL) y la Fotovoltaica (FV). Sin embargo, ésta última aún tiene baja incidencia en cuanto a capacidad instalada. Por su parte la generación móvil no se encuentra localizada en un lugar fijo, sino que puede desplazarse de acuerdo a las necesidades regionales. Si bien CAMMESA, a partir de Marzo de 2016, en línea con la Ley de Energías Renovables N° 27.191, clasifica las hidráulicas menores a 50 MW como renovables, en la figura 1.3 se siguen contabilizando bajo la categoría de hidráulicas y se muestra la capacidad instalada por regiones y tecnologías en el MEM, en MW, hasta Febrero de 2018, mes en el que se registraron modificaciones en la capacidad instalada del SADI totalizando una adición de 132.5 MW. Tales modificaciones son las siguientes.

Buenos aires

- Se realizaron incorporaciones de motores DI correspondientes a la Generación Distribuida Energ. Sur, adicionando 9.1 MW.
- Ingresaron motores DI pertenecientes a EDEN Generación, adicionando 9.5 MW.
- Se realizó la incorporación de motores DI correspondientes a Coop. Mariano Moreno, totalizando 7 MW.
- La TG perteneciente a la C.T. San Pedro ingresó aportando 98 MW.

#### Gran Buenos Aires

- Los motores DI pertenecientes a EDELAP incorporaron 9.5 MW al sistema.

#### Litoral

- Se incorporó la TG perteneciente a la C.T. Renova adicionando 172 MW al sistema.

#### Noroeste Argentino

- Se realizaron repotenciaciones e incorporaciones de motores DI pertenecientes a EDELAR Gen. adicionando 20.9 MW al sistema.
- Se incorporaron motores DI pertenecientes a Empresa Distribuidora S. del Estero adicionando 6.1 MW al sistema.

En cuanto a generación móvil se dieron de baja a diversas unidades Diésel.

#### *1.1.2. Matriz Energética y Energías Renovables en Argentina*

Las energías renovables tienen por delante un rol protagónico en el futuro energético inmediato. Las mismas son una opción real allí donde se generan las condiciones mínimas necesarias para que nuevos actores de la energía hagan su aparición. Esta tendencia ya es muy notoria en el mercado internacional y de a poco lo es también en la Argentina. Las modernas tecnologías renovables están mostrando un nivel de madurez y competitividad económica que las coloca entre las opciones más dinámicas en el mercado energético global. Las energías renovables ya están respondiendo al desafío de diversificar y mejorar la matriz energética en numerosos países que necesitan sustituir combustibles fósiles cada vez más escasos y suplantar importaciones energéticas. Además, la necesidad imperiosa de disminuir emisiones de gases de efecto invernadero, es otra de las razones por las que se implementan políticas de impulso a la integración de las renovables en el mercado de la energía.

La compleja coyuntura energética actual resulta, paradójicamente, en una oportunidad inédita para las renovables en nuestro país. Tenemos un inmenso potencial en recursos renovables, tecnologías disponibles para acceder a ellos a precios competitivos y, también, la necesidad urgente de disminuir nuestra dependencia de combustibles importados. La figura 1.4 compara la evolución de la potencia instalada en centrales eólicas y solar en nuestro país hasta la fecha, demarcando un crecimiento acentuado para la primera de ellas mientras que prácticamente no se presentan modificaciones en la potencia instalada solar, la cual es predominantemente fotovoltaica distribuida (CNEA, 2018)



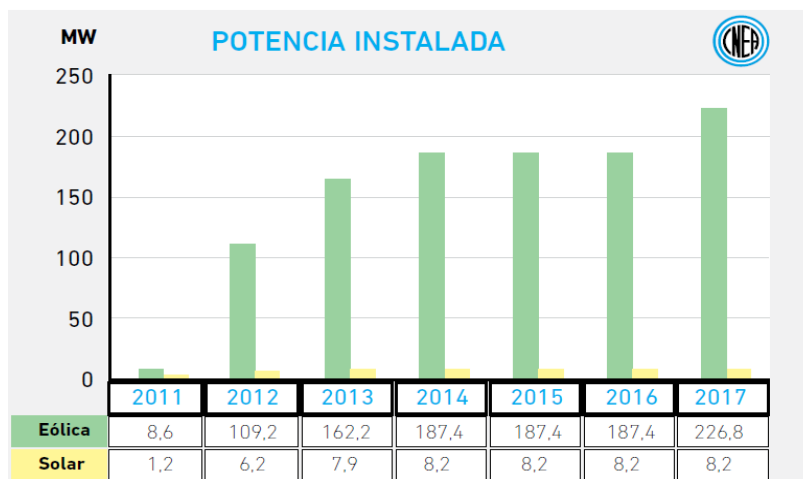


Figura 1.4. Evolución de potencia instalada Eólica y Solar en Argentina  
([www.uia.org.ar](http://www.uia.org.ar)).

La generación total neta nacional vinculada al SADI (nuclear, hidráulica, térmica, eólica y fotovoltaica) fue un 3.2% superior a la de Febrero de 2017 y un 7.7% inferior a la del mes anterior. La generación de Otras Renovables, que surge de las gráficas precedentes, comprende la generación eólica, fotovoltaica, de hidroeléctricas menores a 50 MW, y de centrales a biogás y biomasa incorporada hasta el momento. En cuanto a las energías incluidas en la Ley N° 27191: eólica, solar, biomasa, biodiesel, biogás y las centrales hidráulicas menores a 50 MW, su participación en el mercado eléctrico para el año 2017 es la siguiente.

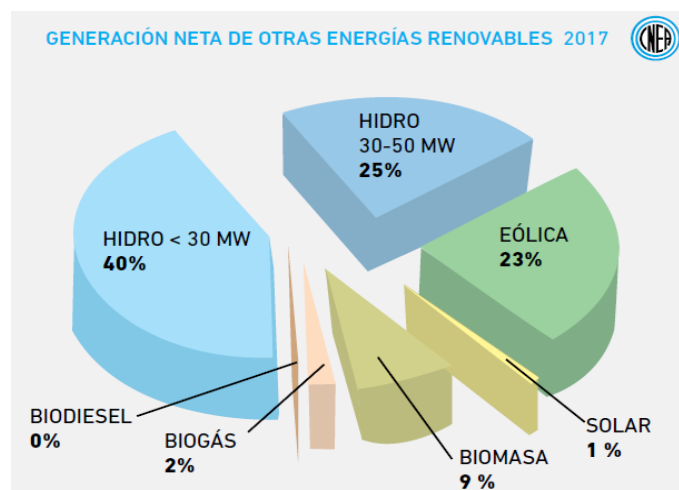


Figura 1.5. Participación de las renovables en la generación en 2017 ([www.uia.org.ar](http://www.uia.org.ar)).

Los índices de incidencia en cuanto a la energía solar se encuentra muy por debajo de las demás renovables. Se observa la gravidez histórica de las centrales hidráulicas en nuestro país, aportando con el 65% de energía renovable a la matriz energética, a la que le sigue la energía eólica con un 23% y la que actualmente se encuentra aún en expansión.

Finalmente, la matriz energética de generación en nuestro país continúa dependiendo fuertemente de los restos fósiles, como se ve en la figura 1.6, y este panorama de

abastecimiento en base a hidrocarburos parece no disminuir dada la exploración y reciente explotación de las reservas en el yacimiento Vaca Muerta en la provincia de Neuquén.

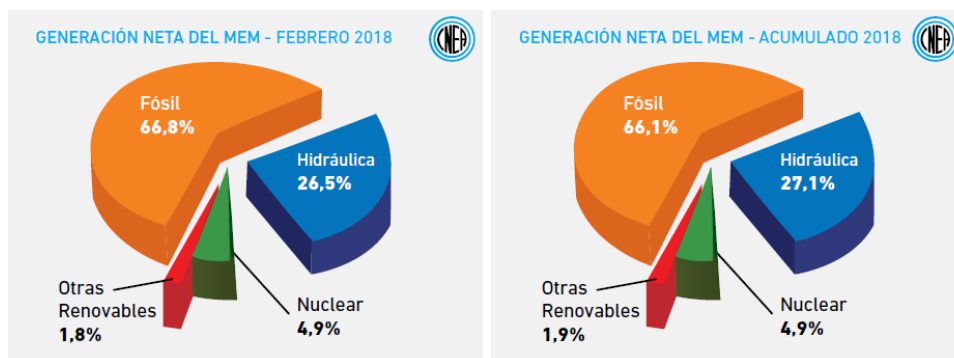


Figura 1.6. Matriz energética nacional de generación (www.uia.org.ar).

La generación de Otras Renovables (eólica, fotovoltaica, hidroeléctricas menores a 50 MW, biomasa y biogás) resultó un 0.3% inferior a la del mismo mes del año 2017 a pesar de que hubo un incremento de potencia eólica respecto al año anterior. Además, experimentó una disminución del 13.6% contra el mes anterior.

Si bien en nuestro país operaban en el sistema aislado tecnologías de generación de Otras Energías Renovables, en los últimos años se han incorporado parques nuevos al Sistema Argentino de Interconexión. A partir de la Ley N° 26190 del año 2007 y de la Ley N° 27191 sancionada el 23 de septiembre del 2015 y promulgada el 15 de octubre del mismo año, que modifica y complementa la anterior, se fomenta una mayor incorporación de estas fuentes a la matriz eléctrica. Las energías renovables enmarcadas por la Ley N° 27191 y su decreto reglamentario son las siguientes: eólica, solar, biomasa, biodiesel, biogás y las centrales hidráulicas menores a 50 MW (limitación que fue cambiada con el tiempo, inicialmente 10, luego 30 y finalmente 50 MW), las cuales se denominan Otras Energías Renovables, quedando excluidas en esta categorización las centrales hidroeléctricas mayores a 50 MW.

La participación en la generación de las fuentes renovables, expresadas en GWh, desde el 2011, puede observarse en la figura 1.7.

	Hidro < 30 MW	Hidro 30-50 MW	Subtotal Hidro < 50	Eólica	Solar	Biomasa	Biogás	Biodiesel	TOTAL
2011	876,6	473,8	1.350,4	16,0	1,8	97,6	0,0	32,5	1.498,3
2012	1.069,2	496,7	1.565,9	384,4	8,1	127,0	35,6	170,2	2.291,2
2013	895,8	480,5	1.376,3	447,0	15,0	133,9	108,5	2,2	2.082,9
2014	1.034,0	508,0	1.542,0	613,3	15,8	113,7	103,1	1,6	2.389,5
2015	1.122,9	590,8	1.713,7	592,8	14,6	154,6	83,5	0,0	2.389,5
2016	1.266,2	598,6	1.864,8	546,9	14,1	196,8	57,6	0,0	2.681,1
2017	1.048,2	647,4	1.695,6	615,7	16,3	245,8	64,1	0,0	2.637,5

Figura 1.7. Participación de las renovables en la generación, desde el 2011 (www.uia.org.ar).

Como se puede apreciar, hasta la fecha la mayor participación corresponde a las hidroeléctricas menores a 50 MW. Sin embargo está previsto como consecuencia de la mencionada ley y de la implementación del programa RenovAr, impulsado por la Secretaría de Energía y Minería, una mayor incorporación de cada una de las diferentes tecnologías incluidas en Otras Energías Renovables en los próximos años, particularmente la eólica y solar. Dentro de la primera convocatoria RenovAr, se pueden mencionar a dos proyectos fotovoltaicos que encabezan la lista en cuanto a la potencia instalada, tales como los Parques Fotovoltaicos Cauchari solar I, II y III en Jujuy y Parque solar La Puna, en Salta. Las características de tales proyectos se resumen en la figura 1.8. Se trata de una oferta por 400 MW en el Noroeste Argentino que sin duda alguna impactará sobre la matriz energética del país y ampliará el índice de incidencia en la misma de manera notable, posicionando a las renovables en un marco favorable para alcanzar el 20% de incidencia en la matriz de consumo, establecido como objetivo de la Segunda Etapa del "Régimen de Fomento Nacional para el Uso de Fuentes Renovables de Energía Destinada a la Producción de Energía Eléctrica" instituido por la Ley 27191 en su Decreto 531/2016, y lograr una contribución de las fuentes renovables de energía hasta alcanzar el veinte por ciento (20%) del consumo de energía eléctrica nacional al 31 de diciembre de 2025.

OFERTA	OFERENTE	NOMBRE	PROVINCIA	LOCALIDAD	PRECIO OFERTADO [u\$s/MWh]	POTENCIA Ofertada (MW)	POTENCIA ASIGNADA (MW)
SFV-38	JEMSE SE	P.S. Cauchari 1	JUJUY	Cauchari	60.00	100	100
SFV-39	JEMSE SE	P.S. Cauchari 2	JUJUY	Cauchari	60.00	100	100
SFV-40	JEMSE SE	P.S. Cauchari 3	JUJUY	Cauchari	60.00	100	100
SFV-13	FIELDFARE	P.S. La Puna	SALTA	San Antonio de los Cobres	58.98	100	100

Figura 1.8. Proyectos solares FV adjudicados en la primera ronda RenovAR.  
(Fuente: CAMMESA, <http://portalweb.cammesa.com>).

El éxito de la primera ronda del plan RenovAr motivó a empresas a licitar sus proyectos de generación solar, donde el precio de la energía tope fue fijada en base a los precios de los proyectos adjudicados en RenovAr\_1. Tal fue así que el programa RenovAr\_2, en su primera fase, adjudicó proyectos de generación fotovoltaica por más de 556 MW y que se resumen en la siguiente figura.

ID Oferta	Región de Asignación	Nombre del Proyecto	Nombre del Socio Estratégico	Provincia	Potencia Ofertada (MW)	Precio Ofertado [u\$/MWh]
SFV-200	SFV NOA	P.S. TINOGASTA II	360 ENERGY S.A.	CATAMARCA	6.96	\$ 41.70
SFV-203	SFV NOA	P.S. SAUJIL II	360 ENERGY S.A.	CATAMARCA	20	\$ 41.85
SFV-211	SFV NOA	P.S. NONOGASTA II	360 ENERGY S.A.	LA RIOJA	20.04	\$ 40.44
SFV-259	SFV NOA	P.S. ALTIPLANO I	NEON SAS	SALTA	100	\$ 40.80
SFV-218	SFV NOA	P.S. LA PIRKA	MONTEVERDI & GRAY GROUP LIMITED	CATAMARCA	100	\$ 42.00
SFV-224	SFV CUYO	P.S. ULLUM X	MONTEVERDI & GRAY GROUP LIMITED	SAN JUAN	100	\$ 42.00
SFV-264	SFV CUYO	P.S. VERANO CAPITAL SOLAR ONE	MONTEVERDI & GRAY GROUP LIMITED	MENDOZA	99.9	\$ 42.50
SFV-300	SFV RESTO	P.S. V.MARIA DEL RIO SECO	NEUSS FUND LLC	CÓRDOBA	20	\$ 48.95
SFV-301	SFV RESTO	P.S. CURA BROCHERO	NEUSS FUND LLC	CÓRDOBA	17	\$ 49.95
SFV-206	SFV RESTO	P.S. VILLA DOLORES	360 ENERGY S.A.	CÓRDOBA	26.85	\$ 51.90
SFV-212	SFV RESTO	P.S. AÑATUYA I	360 ENERGY S.A.	SGO DEL ESTERO	6	\$ 52.27
SFV-266	SFV RESTO	P.S. ARROYO DEL CABRAL	EPEC EMPRESA PROV DE ENERG. DE CORDOBA	CÓRDOBA	40	\$ 49.97
<b>TODAS</b>				<b>SUMA/PROM</b>	<b>556.8</b>	<b>\$ 43.46</b>

Figura 1.9. Proyectos solares adjudicados en la ronda RenovAr\_2, primera fase.

(Fuente: CAMMESA, <http://portalweb.cammesa.com>).

La Secretaría de Energía y Minería adjudicó los contratos de abastecimiento de energía eléctrica renovable, correspondientes a 22 proyectos presentados en la ronda 2.5 del Programa RenovAr, que acumulan 634.3 MW de potencia proyectada. La Subsecretaría de Energías Renovables publicó que el Plan RenovAr totaliza, de este modo, 88 proyectos en 18 provincias por 2043 MW. El nuevo listado incluye cuatro emprendimientos de energía eólica a un precio adjudicado de 40.27 U\$/MWh y cinco de energía solar fotovoltaica, cuatro de ellos a 41.76 U\$/MWh y uno a 40.8 U\$/MWh. Los proyectos adjudicados corresponden en seis casos a Buenos Aires; tres son de Santa Fe; dos de San Juan, al igual que en Córdoba y Chubut; y uno en cada caso están ubicados en Santiago del Estero, Tucumán, San Luis, Mendoza, La Pampa, La Rioja y Catamarca. (Fuente: Rumbo Energético, <http://rumboenergetico.com/>, 20 de diciembre de 2017).

El proyecto Fresnel de San Carlos, y por consiguiente la presente tesis, se desarrollan dentro del contexto nacional antes mencionado, en el que el fomento hacia el aprovechamiento de las energías renovables es impulsado directamente por decisiones políticas de la Secretaría de Energía y Minería, así como en el contexto provincial a través de la Ley de Balance Neto. Desde la perspectiva de los investigadores académicos que desarrollan sus actividades en el ámbito de las energías renovables, así como la visión de las empresas que producen bienes y brindan servicios, el contexto Argentino referido a la energías no convencionales resulta propicio para el desarrollo de un escenario científico – tecnológico para el aprovechamiento energético sustentable, sin dejar de lado la preservación del ambiente.

## 1.2. Breve descripción de los sistemas de concentración solar

La irradiancia solar tiene un gran valor energético desde que es emitida por el sol, cuya potencia emisiva se estima como la de un cuerpo negro a 5777 K. Debido a la distancia Sol-Tierra, la irradiancia sobre la superficie terrestre es aproximadamente 1 kW/m<sup>2</sup> frente a valores de 63 MW/m<sup>2</sup> sobre la superficie solar (Duffie y Beckman, 2006). Los valores bajos de irradiancia terrestre conducen a procesos termodinámicos de baja temperatura si son captados de manera directa y plana, por lo que es necesario concentrar la energía solar para alcanzar mayores eficiencias en un ciclo termodinámico

capaz de convertir irradiancia en otra forma de energía aprovechable, normalmente térmica o eléctrica, con una determinada pérdida de energía (Montes, 2014). La energía concentrada debe ser captada o interceptada por algún mecanismo capaz de absorberla y convertirla en energía térmica. Tales mecanismos se denominan absorbedores y su forma o diseño pueden variar según sea la tecnología empleada o bien cual sea el medio absorbente. Normalmente se emplean aceites, sales fundidas o simplemente agua como medios absorbentes que trasladan la energía térmica (fluido caloportador, HTF por sus siglas en inglés) hacia otro sector donde se produce el aprovechamiento energético. El transporte de energía siempre sufre pérdidas térmicas hacia el ambiente.

Los sistemas de Concentración de Potencia Solar (CSP) representan una tecnología basada en la captura y aprovechamiento de la potencia térmica de la radiación solar y emplea grandes áreas reflectoras para concentrar radiación solar en focos de apertura relativamente pequeña. La finalidad de los sistemas es que, por medio del calentamiento de un fluido, alcance temperaturas capaces de alimentar un ciclo termodinámico convencional, o generar otro HTF a alta temperatura a través de un intercambiador de calor, para llevar a cabo el ciclo de generación de electricidad. En general, como se indica en la figura 1.10, existen cuatro clases de tecnologías CSP: disco parabólico, canal parabólico, Fresnel lineal y torre central (NREL).

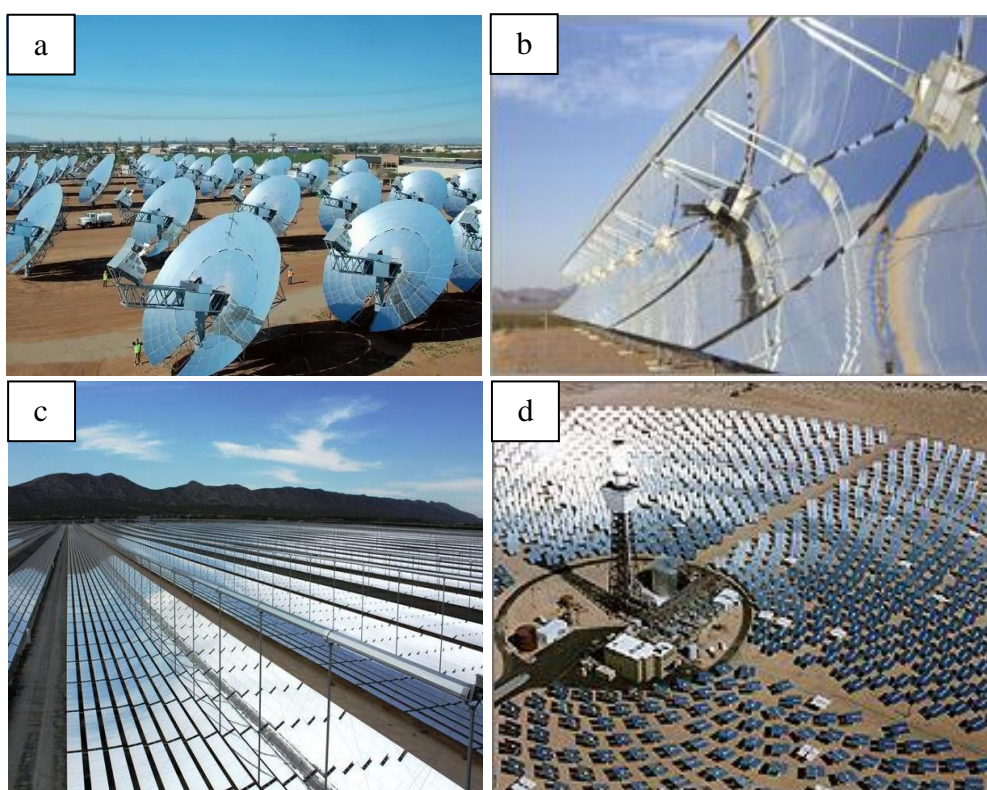


Figura 1.10. Sistemas CSP más difundidos en escala comercial. a) Disco parabólico. b) canal parabólico. c) Fresnel lineal. d) Torre central.

El futuro las tecnologías de concentración solar depende principalmente de su capacidad para concentrar energía solar de manera eficiente y económica. Se espera que las tecnologías CSP, como alternativas a la implementación de combustibles fósiles



convencionales, tengan un crecimiento acelerado en los tiempos actuales y en un futuro cercano. Según Xu et al. (2016), el mercado global de las tecnologías CSP está actualmente dominado por los concentradores cilindro-parabólicos abarcando el 66% de las plantas CSP a nivel mundial, seguidas por las de Torre Central, Fresnel Lineal y finalmente a tecnología Disco Parabólica (figura 1.11).

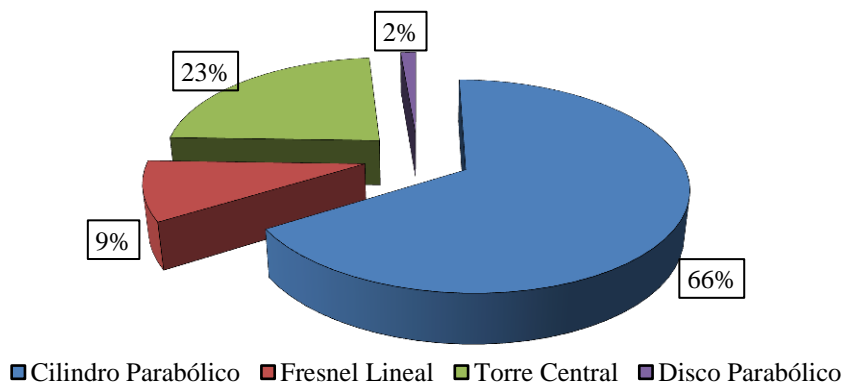


Figura 1.11. Cantidades relativas de plantas solares en el mundo, según el tipo de tecnología empleado (Fuente: NREL – SolarPACES, <https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/>).

#### 1.2.1. Cilindro-Parabólico (*Parabolic Trough Collector, CCP*)

Esta tecnología es considerada como la más madura dentro de las centrales de concentración solar, representando la mayoría de la capacidad instalada y generación de potencia en el mundo. Las plantas de concentración parabólica consisten en extensos campos de espejos parabólicos colectores y receptores donde el fluido calo-portador se transforma en vapor, dirigiéndose luego al sistema de conversión termo eléctrica, compuesto por un grupo turbina – generador, siendo opcional la adición de un sistema de almacenamiento térmico (TES). El uso de TES resulta en mayores capacidades de despacho energético en el año, a pesar de necesitar mayores campos de colección solar e inversiones iniciales. Estas plantas pueden implementarse junto con centrales eléctricas convencionales para aumentar la eficiencia del ciclo de vapor, lo que puede mejorar el rendimiento del sistema en general y aumentar el tiempo de producción de energía o desplazar el consumo de combustibles fósiles.

El campo solar consiste en un extenso arreglo modular de colectores de simple eje de seguimiento solar, en líneas paralelas usualmente alineados de Norte a Sur. Cada colector solar tiene un reflector (o espejo) curvado en forma parabólica que concentra la radiación incidente en un foco o receptor lineal o tubo absorbedor (Figura 1.12). Los colectores siguen al sol en su trayectoria durante el día y el HTF se calienta dentro del absorbedor hasta temperaturas de 390 °C aproximadamente, si se trata de un aceite sintético. Este valor de temperatura es usualmente el límite máximo de la estabilidad térmica del HTF. Una vez caliente, el HTF fluye a través de un intercambiador de calor para generar vapor sobrecalentado a alta presión (típicamente 100 bar a 370 °C), o, si el sistema incluye TES, calentar la sal fundida. Con el vapor generado, se alimenta una turbina acoplada a un generador convencional para producir electricidad. El vapor

consumido de la turbina se condensa en un condensador estándar y se devuelve al campo solar para reutilizarse a través en el sistema.

Los condensadores pueden ser tipo húmedo, seco o híbridos y su selección afecta el uso del agua, el rendimiento del ciclo y el costo. La Figura 1.13 es un esquema de una planta con una caldera de reserva de combustible fósil y TES, similar a la estación de generación de Solana en Arizona, actualmente la planta cilindro parabólica más grande del mundo que tiene una capacidad bruta de 280 MW y 6 horas almacenamiento térmico utilizando sal fundida (NREL, 2016).

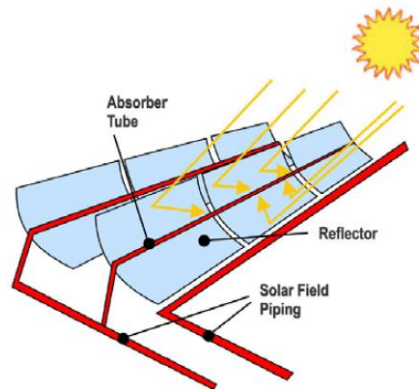


Figura 1.12. Componentes básicos de la tecnología parabólica.

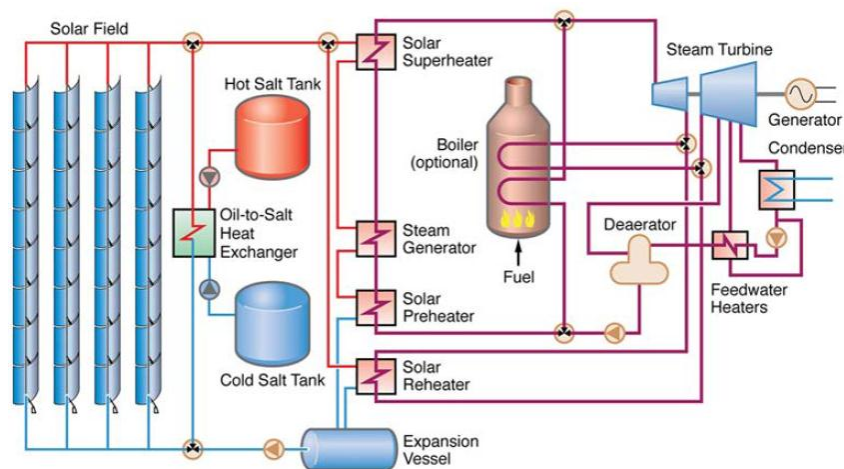


Figura 1.13. Esquema de la planta cilindro parabólica Solana, Arizona, con almacenamiento térmico en sales fundidas (fuente EPRI 2010, Electric Power Research Institute, <https://www.epri.com/#/>).

La eficiencia de conversión solar – eléctrica del punto de diseño se define como la eficiencia neta en el caso ideal cuando el sol incide directamente de manera cenital. Actualmente, para una planta cilindro parabólica, oscila entre 24% - 26%, y la eficiencia promedio anual de conversión solar – eléctrica es de aproximadamente 13% - 15%, donde la ganancia solar se define por la irradiancia normal directa (DNI).

### 1.2.2. Torre Central (Solar Power Tower, TC)

Los sistemas con receptor central, tales como las plantas solares de torre central pueden alcanzar mayores temperaturas de operación comparadas con los sistemas cilindro parabólico, pudiendo conducir a mayores eficiencias de conversión solar – eléctrica en el bloque de potencia así como menores costos para el almacenamiento. Este tipo de tecnologías usa reflectores (heliostatos) que rotan siguiendo el sol en la dirección azimutal y elevación vertical para luego reflejar los haces solares hacia un receptor central. Una torre central de grandes dimensiones puede requerir varios miles o más de 100000 heliostatos controlados de manera computacional para el seguimiento del sol. Las variables importantes en el diseño de los heliostatos son el tamaño, el peso, la cantidad a instalar o volumen de producción, condiciones del suelo de montaje y el rendimiento.

Actualmente, los dos principales conceptos de tecnologías de torres centrales son definidos según el tipo de HTF a emplear: vapor de agua o sal fundida. En torres centrales de inyección directa de vapor de agua, los heliostatos reflejan los haces solares hacia el receptor en la torre, el cual es similar a una caldera convencional en cuando a su funcionamiento. El agua de alimentación, bombeada desde el bloque de potencia, es evaporada y sobrecalentada en este receptor y luego se dirige hacia la turbina para la generación eléctrica mediante un grupo generador acoplado. La temperatura o rango de trabajo para las torres centrales de inyección directa de vapor es de 250 °C a 550 °C y las principales características de esta tecnología que la vuelven atractivas para su implementación son: su diseño directo; uso de tecnología, materiales y técnicas de fabricación de calderas convencionales; alta eficiencia termodinámica y bajo consumo de energía parasitaria.

Se ha demostrado que es posible el almacenamiento directo de vapor/agua de corta duración en la torre PS20 de 20 MW en España. Al igual que muchas tecnologías de CSP, las torres de vapor se pueden hibridar con gas natural para proporcionar flexibilidad operativa adicional y capacidad de despacho mejorada. La figura 1.14 muestra la planta solar Ivanpah, que consta de tres torres de energía de vapor directo y más de 170000 heliostatos (15 m<sup>2</sup> cada uno) con una capacidad bruta de 390 MWe.



Figura 1.14. Vista aérea y de suelo de una de las torres centrales de concentración de la planta Ivanpah (fuente BrightSource Energy, <http://www.brightsourceenergy.com/>).



En plantas que emplean sales fundidas, la sal es bombeada desde un tanque de almacenamiento *frío* a 290 °C hacia el receptor, donde los haces que provienen del campo de heliostatos se concentran y calientan la sal hasta temperaturas alrededor de los 560 °C. La sal es típicamente una mezcla de nitrato de sodio y potasio, que son vendidos comercialmente como fertilizante. La sal caliente se almacena en un tanque y, cuando la generación de potencia eléctrica lo requiere, se bombea al generador de vapor para producir vapor a alta presión en condiciones nominales de 100 – 150 bar y hasta 540 °C. Luego que la sal caliente entrega su energía en el intercambiador de calor y se enfría, esta retorna al tanque frío completando el ciclo. La energía térmica contenida en el vapor de agua se convierte en energía eléctrica en el bloque turbina/generador.

Al colocar el almacenamiento entre el receptor y el generador de vapor, la recolección de energía solar se desacopla de la generación de electricidad. Por lo tanto, las nubes que reducen temporalmente la radiación solar no afectan la producción de la turbina. Además, el costo de almacenamiento en sales de estas plantas pueden ser menos de la mitad del costo de TES en las plantas cilindro parabólicas porque el rango de temperatura es más amplio en todo el sistema de almacenamiento y permite que se almacene más energía por masa de sal. La combinación de densidad, calor específico de la sal y diferencia de temperatura entre los dos tanques permite capacidades de almacenamiento económico de hasta 15 horas de operación de la turbina a plena carga. Dicha planta podría funcionar 24 horas al día, 7 días a la semana en el verano y a carga parcial en el invierno para lograr un 70% de factor de capacidad anual usando solo el recurso solar.

La eficiencia promedio anual de conversión solar - eléctrica de una torre central con almacenamiento es de aproximadamente 14% -18%, siendo ligeramente superior en torres de vapor directo que las torres de sal fundida, dado al uso de los intercambiadores de calor en éstas últimas. De nuevo, la elección de torres de refrigeración húmedas, secas o híbridas puede influir en el uso del agua, el rendimiento del ciclo y el costo.

### 1.2.3. Concentrador Fresnel lineal (*Fesnel Linear Collector, CFL*)

Los CFL se aproximan a la forma parabólica de un colector de canal tradicional con filas largas, a nivel del suelo, de reflectores planos o ligeramente curvados que reflejan los rayos solares hacia un receptor lineal estacionario superior. Los reflectores planos y los receptores fijos conducen a costos de capital más bajos en comparación con una planta cilindro parabólico. Por otro lado, los colectores Fresnel lineales tienen menor eficiencia óptica / térmica que los colectores parabólicos porque la combinación de un receptor fijo y paneles de espejo de seguimiento de un eje en un plano horizontal resulta en mayores pérdidas de coseno (Munoz et al., 2011). Los componentes colectores de menor costo a menudo son necesarios para compensar esta disminución en la eficiencia óptica (Morin et al., 2012).

Se ha demostrado que es posible producir vapor a aproximadamente 380 °C en una planta de CFL, y hay propuestas para producir vapor a 540 °C para permitir una mayor eficiencia del ciclo de potencia en el rango de 35-45%. Esta propuesta fue impulsada

por la firma alemana Frenell (figura 1.15), publicado en su *White Paper Report* en el año 2016 (<http://www.frenell.de/>).

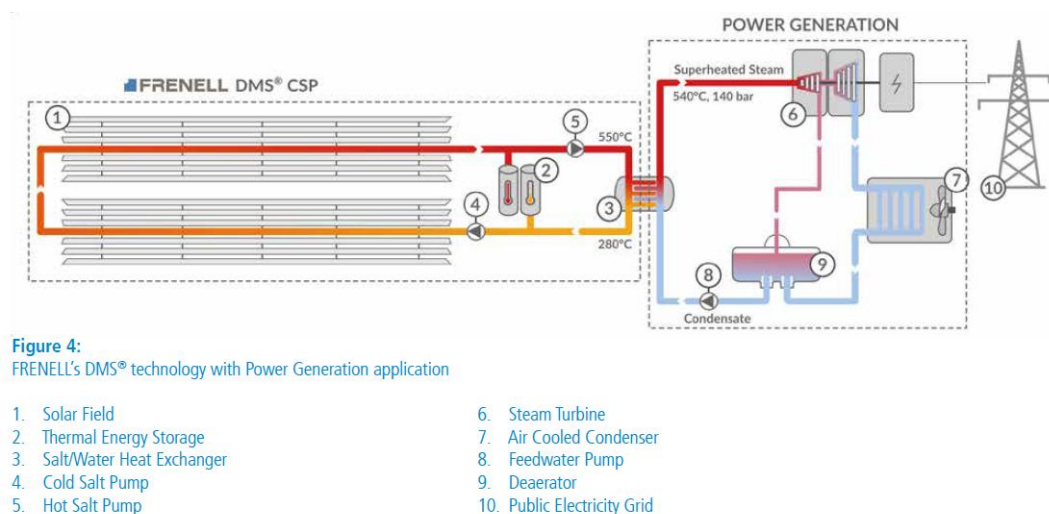


Figura 1.15. Esquema de planta Fresnel lineal propuesta por Frenell DMS®  
(<http://www.frenell.de/>).

#### 1.2.4. Disco Parabólico (Parabolic Dish, DP)

Los sistemas disco parabólicos utilizan reflectores ensamblados sobre una superficie en forma de plato parabólico para concentrar la luz solar en la cavidad del receptor, ubicado en el punto focal. Dentro del receptor, se recoge la energía solar en un calentador y acciona un motor, normalmente del tipo Stirling acoplado con un generador para producir electricidad. De forma similar a los heliostatos, todos los colectores giran a lo largo de dos ejes para seguir al sol y capturar de manera óptima la radiación solar. Los tres tipos principales de motores utilizados en el foco del disco parabólico son los Stirling cinemáticos, los motores Stirling de pistón libre y los motores basados en turbina Brayton con alternador. Con esta tecnología se pueden generar potencias del orden de 3-30 kW de electricidad, dependiendo del tamaño y del tipo de motor térmico utilizado mientras que los sistemas Brayton se han propuesto en tamaños de hasta 200 kW.

Algunas tecnologías disco parabólicas se pueden instalar en terrenos relativamente irregulares, con una pendiente del 5% o más, reduciendo así el costo de preparación del sitio para nuevos proyectos. Estas tecnologías de conversión solar – eléctrica se enfrían mediante sistemas de circuito cerrado, similares a un motor de automóvil, por lo tanto poseen el menor consumo de agua por megavatio-hora entre todas las tecnologías de CSP. Como tecnología modular, los sistemas disco parabólicos se construyen a escala para satisfacer las necesidades de cada sitio de proyecto individual, lo que puede satisfacer cargas desde kilovatios hasta gigavatios. Esta escalabilidad hace que la tecnología sea aplicable tanto para generación distribuida como a escala utilitaria.

Esta tecnología ha reportado la eficiencia solar-eléctrica del punto de diseño de CSP más alta registrada, del 31.4% y tienen una eficiencia de conversión anual estimada en

el rango del 20%. A pesar de su alta eficiencia, pocos sistemas comerciales se han implementado debido a los costos relativamente altos de la tecnología. Además, la falta de almacenamiento térmico significa que, aunque son modulares, compiten directamente con los sistemas fotovoltaicos, que se han beneficiado de importantes reducciones de costos en los últimos años.

El Departamento de Energía de los EE.UU. (DOE) ha financiado recientemente investigaciones para proporcionar varias horas de almacenamiento en sistemas de discos parabólicos en un intento de aumentar el factor de capacidad y reducir el costo nivelado de la energía eléctrica (LCOE).

### **1.3. Historia y estado de arte de la tecnología Fresnel lineal**

Un trabajo financiado por el DOE en el año 1970 condujo a un profundo y extensivo estudio sobre la tecnología Fresnel lineal e indicó que ésta es una tecnología comercialmente viable (Di Canio et al., 1979). En consecuencia, esta tecnología atrajo el interés del mundo entero. Varios conceptos de diseño han sido analizados y propuestos, y algunos de ellos han procedido en el diseño de ingeniería y creación de prototipos. Sin embargo, comparado con los cilindros parabólicos y torres centrales, la tecnología Fresnel tiene muchos aspectos técnicos y económicos que aún no se han entendido completamente y explorado.

El desarrollo de la tecnología Fresnel lineal se remonta a varias décadas atrás. El primer colector de Fresnel lineal significativo fue patentado y construido en Italia en 1964 (Silvi, 2009), el cual se muestra en la figura 1.16.

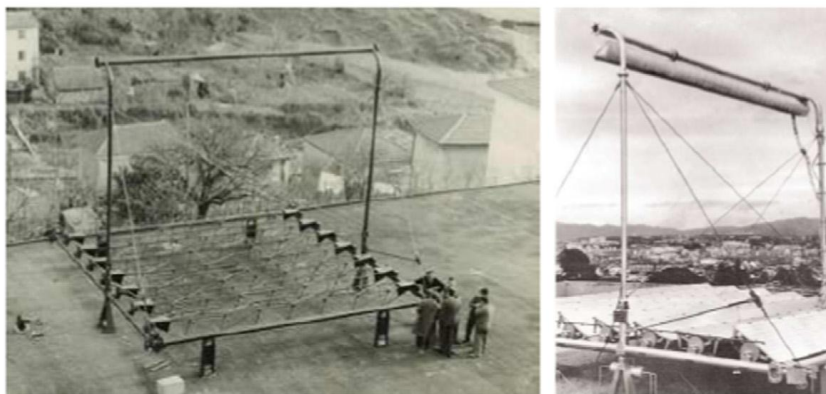


Figura 1.16. Primer prototipo de colector Fresnel lineal de la empresa Francia, en Italia en 1964.

Desde entonces, debido a su concepto de estructura directa, se han diseñado y probado una serie de colectores Fresnel lineales. Entre muchos, un colector Fresnel lineal de marco de madera (Negi et al., 1989), que se muestra en la figura 1.17, con un diseño de mini estructura podía producir un vapor de hasta 120 °C. Un innovador prototipo comercial fue fabricado por Solar Heat and Power Company (Mills et al., 2006), utilizó una torre multilínea como parte de un solo colector y se diseñó para aplicaciones

comerciales a gran escala. Ausra, que se convirtió en Areva Solar en 2010, adoptó al Fresnel lineal como su principal tecnología.

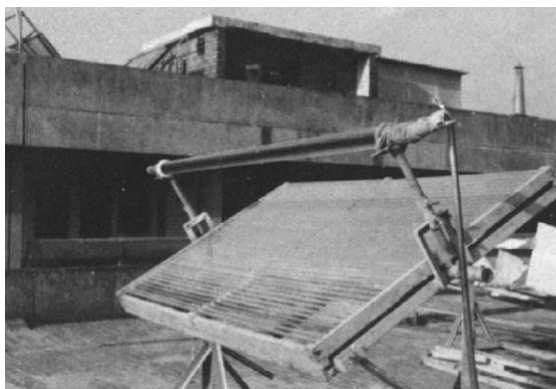


Figura 1.17. Colector Fresnel lineal en marco de madera.

La mayoría de los colectores Fresnel lineal desarrollados y diseñados incluyen una serie de reflectores cercanos al suelo y un único conjunto de receptor, lo que simplifica en gran medida el mecanismo de seguimiento. En las figuras 1.18 – 1.21, los ejemplos incluyen el prototipo de colector Fresnel lineal de Solarmundo en Bélgica (Morin et al., 2006), el proyecto de demostración FREDEMO en la Plataforma Solar de Almería (PSA) en España (Bernhard et al., 2008a-b), un prototipo en Italia (Barale et al., 2010) y otro en España (Spoladore et al., 2011; Pino et al., 2012). Entre estos proyectos, el colector Fresnel lineal que se muestra en la figura 1.21 operó a aproximadamente 200 °C para uso de refrigeración edilicia (Spoladore et al., 2011).



Figura 1.18. Prototipo Fresnel lineal de Solarmundo, en Bélgica.



Figura 1.19. Proyecto Fresnel lineal FREDEMO de la Plataforma Solar de Almería (PSA) en España.





Figura 1.20. Prototipo de colector Fresnel lineal en Italia.



Figura 1.21. Colector de Fresnel lineal en España para climatización edilicia.

Los CFL pueden alcanzar temperaturas relativamente altas, desde 300 °C hasta 426 °C, al permitir al vapor de agua pasar por el absorbedor en dos fases (recirculación), aunque la temperatura de salida del colector varía mucho en función de la estrategia de operación y control elegida en el diseño, el fluido calo portador y el tipo de tubos en el absorbedor, pudiendo ser éstos evacuados al vacío o un arreglo multitubo (Lin et al., 2013). En los últimos tiempos la compañía Industrial Solar (antes llamada Mirroxx) ha desarrollado CFL para proveer vapor sobre los 400 °C para procesos de calor (Industrial Solar, 2013).

El vapor de agua es el HTF más usado en colectores Fresnel lineales de temperatura media, ya sea con un sistema de circulación en una pasada o en una configuración de recirculación con *loops* de sobrecalentamiento. El primero genera vapor a partir del agua de alimentación a través de un tubo de flujo unidireccional, mientras que el segundo recircula agua en la sección de ebullición de los receptores y luego dirige el vapor saturado a la sección de sobrecalentamiento. La longitud y la relación de concentración de los CFL pueden ser flexibles para alcanzar diferentes niveles de temperatura, proporcionando así una versatilidad práctica de uso.

Debido a la demanda de energía renovable, jugando un papel importante en el mercado de suministro de energía a escala de servicios públicos, el estado de arte de la tecnología Fresnel lineal está siendo dirigida a ciclos de energía de alta temperatura, para obtener así elevadas eficiencias de conversión termo – eléctrica y reducir en gran medida el costo del almacenamiento térmico, lo que genera un bajo costo nivelado de electricidad (LCOE) y proporciona a las plantas CSP el potencial económico para competir con las plantas de combustibles fósiles. Actualmente, Novatec Solar (2013) y Areva Solar (2013a) son líderes en el desarrollo de tecnología Fresnel lineal a alta temperatura. SkyFuel (Brost y Zhu, 2009) también ha realizado esfuerzos significativos para desarrollar la tecnología lineal de Fresnel.

Los campos solares Puerto Errado 1 (PE1) y Puerto Errado 2 (PE2) de Novatec Solar (Selig, 2011; Morin et al., 2011) poseen un sistema de generación de vapor directo que aún no cuenta con almacenamiento de energía térmica a gran escala. El último colector SuperNova diseñado utiliza bucles de tubos receptores al vacío con un reflector secundario y ha generado vapor a temperaturas de hasta 520 °C.

La compañía Areva Solar (antes Ausra) construyó la planta Kimberlina en California usando su tecnología compacta (Conlon, 2011; Areva Solar 2013a). El diseño de absorbedor de Areva Solar comprende un ensamblaje de múltiples tubos de acero evacuados al vacío. Esta planta es también de inyección directa capaz de generar vapor a 482 °C (Conlon, 2011). Esta compañía ha empezado también a desarrollar proyectos de construcción de plantas de gran escala alrededor del mundo.

Si bien los principales productos de la compañía SkyFuel son los colectores cilindro parabólicos y sus componentes, esta empresa ha realizado esfuerzos para desarrollar colectores Fresnel lineales de sal fundida a alta temperatura con almacenamiento utilizando su tecnología de película reflectante ReflecTech, habiendo sido sus diseños financiados por el DOE (Brost and Zhu, 2009) llegando a la fase de creación de prototipos del colector, pero SkyFuel suspendió tal desarrollo para centrarse en la tecnología de cilindro parabólica a corto plazo. La temperatura objetivo para los diseños de colectores Fresnel de SkyFuel era superior a 500 °C, y el HTF era sal fundida prevista para el campo solar y el sistema de almacenamiento.

Actualmente, existen dos conceptos de plantas Fresnel disponibles en el mercado y son producidos por Novatec Solar y Areva Solar. Se trata de la inyección directa de vapor (DSG) donde el vapor se produce a alta temperatura y se inyecta directamente en la turbina para la producción eléctrica. Las temperaturas del vapor generado rondan en el rango de los 480 °C y 520 °C. La principal ventaja de ésta estrategia de generación es que se evitan los costos extras al usar intercambiadores de vapor cuando se trabaja con distintos tipos de HTF, tales como en las centrales cilindro parabólicas. Adicionalmente, el uso de agua como HTF simplifica enormemente las tareas de mantenimiento de los *loops* en el colector solar y reduce los riesgos de operación. Sin embargo, aunque es factible agregar almacenamiento de corto plazo a los sistemas DSG, no sería rentable o técnicamente conveniente para un sistema DSG desarrollar un sistema de

almacenamiento a gran escala capaz de cumplir con el requisito de carga base. Por otro lado, una planta Fresnel que utiliza sal fundida como HTF en campo solar y en el almacenamiento, tiene el potencial de proporcionar energía a la red eléctrica con importantes beneficios económicos para los consumidores.

Una diferencia importante entre un sistema con almacenamiento con respecto al sistema DSG es la adición de un intercambiador de calor entre la sal fundida del campo solar y el fluido de trabajo de la turbina. Cabe señalar que el diseño específico de los colectores Fresnel depende de muchos factores, como la temperatura de entrada de la turbina, y puede variar significativamente de una planta a otra. Se ha demostrado que el sistema lineal Fresnel de sal fundida es conceptualmente factible y puede tener grandes ventajas económicas (Brost y Zhu, 2009). La industria ahora está siguiendo esta tecnología como un camino hacia la competitividad de costos (Areva Solar, 2013b).

### *1.3.1. Proyectos Fresnel reportados a la actualidad (2017)*

Como se mencionó, el Laboratorio Nacional de Energías Renovables (NREL) realiza periódicamente un relevamiento, junto con la SolarPACES de todos aquellos proyectos de concentración solar para generación de potencia que se encuentran en distintos estados de gestión. En cuanto a tecnología Fresnel lineal, en la tabla 1.1 se presentan aquellas plantas consideradas como las más importantes y que están reportadas a nivel mundial.

<b>Nombre o Proyecto</b>	<b>Lugar</b>	<b>Proyectista</b>	<b>Potencia MW</b>	<b>Almacenamiento</b>	<b>Status</b>
Dacheng Dunhuang	China, Dunhuang	Lanzhou Dacheng Technology Co. Ltd	50	Sal fundida – 13 hs.	En desarrollo
Dadri ISCC	India, Dadri	Frenell	14	-	En construcción
Dhursar	Dhursar, Rajasthan	Rajasthan Sun Technique Energy	125	-	Operacional
eCare	Marruecos	CNIM	1	Tanque de vapor – 2 hs	En contrato
eLLO	Francia, Llo	eLLO	9	Tanque de vapor – 4 hs	En construcción
IRESEN	Marruecos, Benguerir	IRESEN	1	Buffer – 20 minutos	En construcción
Kimberlina	EE. UU., Bakersfield	Ausra	5	-	No operacional
Liddell	Australia, Liddell	Novatec Solar	3	-	No operacional
Puerto Errado 1	España, Calasparra	Novatec Solar GmbH	1.4	Tanque Ruths	Operacional
Puerto Errado 2	España, Calasparra	Novatec Biosol AG	30	Tanque Ruths - 0.5 hs	Operacional
Rende	Italia, Rende	Falck Renewables	1	-	Operacional
Urat	China, Mongolia	Huaneng North United Power Co. Ltd.	50	Sal fundida – 6 hs	En desarrollo

Tabla 1.1. Plantas de generación solar térmica Fresnel lineal, bajo distintos status de proyecto.

Nombre o Proyecto	Lugar	Proyectista	Potencia MW	Almacenamiento	Status
Zhangbei	China, Zhangbei	Beijing TeraSolar Photothermal Technologies Co. Ltd	50	Hormigón – 14 hs	En desarrollo
Zhangjiakou	China, Zhangbei	Beijing TeraSolar Photothermal Technologies Co. Ltd	50	Hormigón – 14 hs	En desarrollo

Tabla 1.1 (Continuación). Plantas de generación solar térmica Fresnel lineal, bajo distintos status de proyecto.

### 1.3.2. Comparación entre tecnologías

El dominio de la tecnología cilindro parabólica está más que establecido en el mercado de la generación solar térmica para la producción de energía eléctrica. Y esto se debe a que la relación costo / beneficio, traducidas en términos de eficiencia global del ciclo de conversión solar – eléctrica en contraste con los costos de instalación, planificación y diseño (PyD), operación y mantenimiento (OyM) y costo nivelado de la energía eléctrica (LCOE), inclinan la balanza de decisiones a nivel ejecutivo para optar por ésta tecnología. No obstante, existen empresas que *desde abajo* pujan para que la tecnología Fresnel pueda dar ese salto técnico que hace falta para comenzar a competir con las demás tecnologías de concentración, de manera eficiente y con costos LCOE que estén no solo a la altura de los niveles marcados por la tecnología CCP y TC, sino también dentro del rango LCOE establecido por las tecnologías en base a combustibles fósiles y fotovoltaicas. Tal es así que en el mercado surgió la empresa alemana FRENELL® con una propuesta de equipamiento Fresnel lineal con almacenamiento térmico en tanques modulares (figura 1.22), novedad nunca antes propuesta por las empresas dominantes en el mercado y que permite seleccionar la cantidad de tanques necesarios para el almacenamiento acorde a los requisitos de despacho térmico, minimizando los costos de ingeniería y planificación así como los de parada de planta por mantenimiento. Con respecto al costo nivelado LCOE, ésta empresa promete niveles que compiten directamente con las plantas de generación basadas en combustibles líquidos (Diesel), gaseosos (Gas) y sólidos (Carbón) según se muestra en la figura 1.23., para un escenario solar entre 2300 – 3000 kWh/m<sup>2</sup>año.

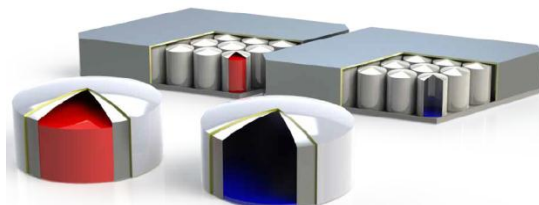


Figura 1.22. Comparación de sistemas de almacenamiento tradicionales con propuesta modular de almacenamiento FRENELL® (<http://www.frenell.de/>).



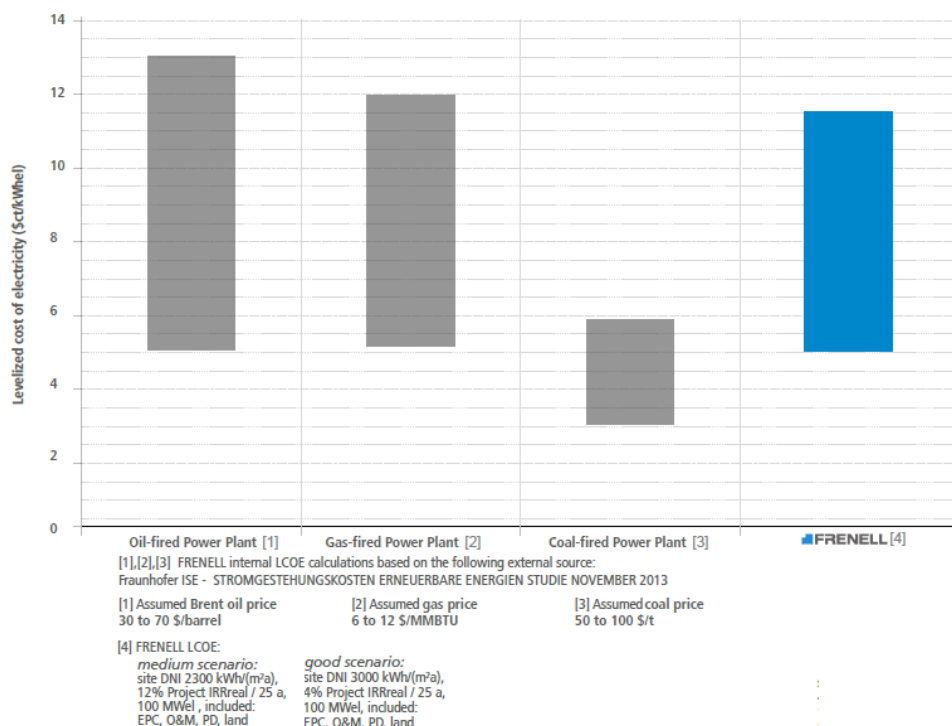


Figura 1.23. Comparación de LCOE entre plantas de combustibles fósiles y propuesta FRENELL® (<http://www.frenell.de/>).

De manera general, se puede establecer una comparación relativa entre distintos aspectos para las diferentes tecnologías existentes en el mercado. Tal comparación se realiza en la tabla 1.2. Se debe tener en cuenta que los valores en ésta tabla son meramente indicativos y generales. La decisión por una u otra tecnología depende de muchos otros factores como ser recurso solar disponible y nivel de heliofanía relativa así como también fracción anual de días claros, altura sobre el nivel del mar (perjudicial para plantas con aire como HTF, si se encuentran en alturas sobre el nivel del mar demasiado elevadas), disponibilidad de suelo, impacto socio-ambiental y cultural, opinión de la población, leyes de importación de materiales, posibilidad de almacenamiento térmico, costo de servicios y transporte, acceso a la localidad, entre otros factores a evaluar.

	CCP	TC	CFL	DP
<b>Capacidad (MW)</b>	10 - 250	10 - 100	1 - 250	0.01 - 1
<b>Temperatura de operación (°C)</b>	150 - 400	300 - 12000	150 - 400	300 - 1500
<b>Factor de concentración</b>	50 - 90	600 - 1000	35 - 170	< 3000
<b>Eficiencia solar - eléctrica (%)</b>	10 - 16	10 - 22	8 - 12	16 - 29
<b>Costo relativo</b>	Intermedio	Alto	Bajo	Muy alto
<b>Ciclo de potencia</b>	Rankine de vapor	Rankine de vapor	Rankine de vapor	Stirling
	Rankine orgánico	Ciclo Brayton	Rankine orgánico	Rankine de vapor
				Ciclo Brayton

Tabla 1.2. Comparación entre tecnologías de concentración según Xu et al. (2016)

	<b>CCP</b>	<b>TC</b>	<b>CFL</b>	<b>DP</b>
<b>Madurez comercial</b>	Alta	Media	Media	Baja
<b>Perspectivas de mejora</b>	Limitadas	Muy significantes	Significantes	Alto potencial - Producción en serie
<b>Ventajas</b>	Fiabilidad y durabilidad probadas a largo plazo	Fiabilidad y durabilidad probadas a largo plazo	Estructura simple y fácil construcción	Alta eficiencia
	Componentes modulares	Componentes modulares	Unidades modulares	Unidades modulares
	Compatible con ciclos combinados quemando combustible convencional	Compatible con ciclos combinados quemando combustible convencional	Compatible con ciclos combinados quemando combustible convencional	No requieren agua de enfriamiento
<b>Desventajas</b>	Eficiencia relativamente baja	Altos costos de mantenimiento y equipamiento	Eficiencia relativamente baja	Baja madurez comercial
	Temperatura Operacional limitada	Requiere agua para enfriamiento y limpieza	Temperatura operacional limitada	No es compatible con sistema de almacenamiento térmico
	Estructura compleja	Bajo construcción, sin almacenamiento		
	Requiere agua para enfriamiento y limpieza	Mayor impacto ambiental		

Tabla 1.2 (Continuación). Comparación entre tecnologías de concentración según Xu et al. (2016)

#### 1.4. Oportunidad de aprovechamiento solar de concentración en Argentina

La región Noroeste de Argentina comprende una de las 7 regiones con mayor radiación solar del planeta, como lo indica el atlas mundial con valores de irradiación directa normal promedios anuales (figura 1.24), por lo que podría generar una buena parte de sus necesidades de electricidad mediante el tipo de sistemas que aquí se han descripto.

Bajo esta perspectiva, se abre un horizonte muy interesante para la producción masiva de energía eléctrica mediante la instalación de plantas solares en las zonas de gran potencial solar como las regiones andinas y subandinas (Gea M. et al., 2014). Por estos motivos resulta de importancia estratégica para el país emprender estudios en estos sistemas generando una tecnología de punta que permitirá satisfacer una parte importante de sus necesidades energéticas.

A la actualidad se ha construido un prototipo LFC de pequeña escala (173 m<sup>2</sup>) en la localidad de San Carlos, en Salta, con el fin de realizar optimizaciones en la tecnología y generar algunos kW de potencia eléctrica, entre otras aplicaciones. Sobre este equipo se basa la investigación desarrollada en esta tesis.

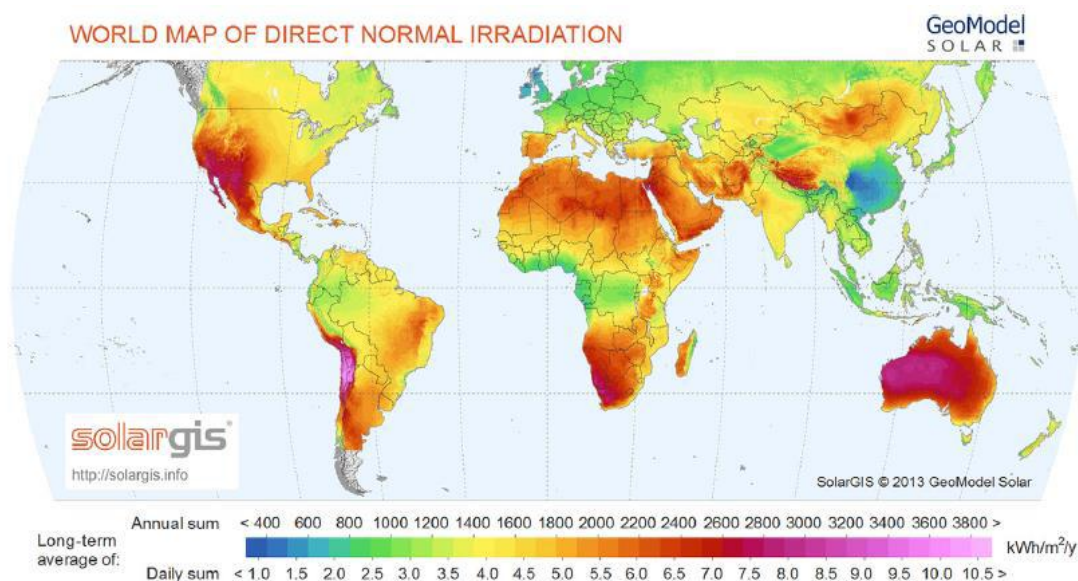


Figura 1.24. Irradiación solar directa normal anual (DNI) a escala mundial, en kWh/m<sup>2</sup>/año. (Fuente: SolarGIS © 2015 GeoModel Solar).

#### 1.4.1. El recurso solar en la ciudad de San Carlos

San Carlos fue la ciudad elegida para el emplazamiento del prototipo Fresnel de mediana temperatura debido al óptimo recurso solar. Esta ciudad se encuentra en el Valle Calchaquí, a 20 km de la ciudad de Cafayate, conocida mundialmente por el turismo y sus viñedos. San Carlos es uno de los lugares de mayor radiación solar y menor precipitación pluvial (110 mm anuales). Su altura está cercana a los 1700 m.s.n.m., y sus coordenadas geográficas son: latitud 25° 53.71' S y longitud 65° 55.49' O. Al lugar se puede acceder fácilmente mediante una carretera asfaltada, encontrándose a 180 km de la ciudad de Salta. Por la localidad pasa la ruta 40 y paralela a ésta corre la línea de media tensión de 33 kV del sistema de distribución de EDESA, la cual se tornó en un punto estratégico de inyección de energía en el nodo de rebaje 132/33 kV o bien sobre la línea de 132 kV perteneciente a la transportista TRANSNOA.

Para la evaluación del recurso solar en la localidad, además de los datos satelitales, que están disponibles de diferentes fuentes, el sitio donde se ejecuta el proyecto contó con una estación meteorológica propia del INENCO, la cual ha monitoreado datos de radiación solar, temperatura ambiente, humedad relativa y velocidad y dirección de viento. Se disponen de datos meteorológicos correspondientes al periodo Agosto 2009 hasta Abril 2011, los cuales han sido analizados y procesados con anterioridad por el Dr. Germán Salazar (INENCO-CONICET).

La irradiación global horizontal promedio mensual diaria para ésta localidad se presenta en la figura 1.25 donde se observa una amplitud anual de 14 MJ/m<sup>2</sup>, con valores máximos llegando a los 28.6 MJ/m<sup>2</sup> en meses de verano y mínimos de 14.7 MJ/m<sup>2</sup> en invierno.

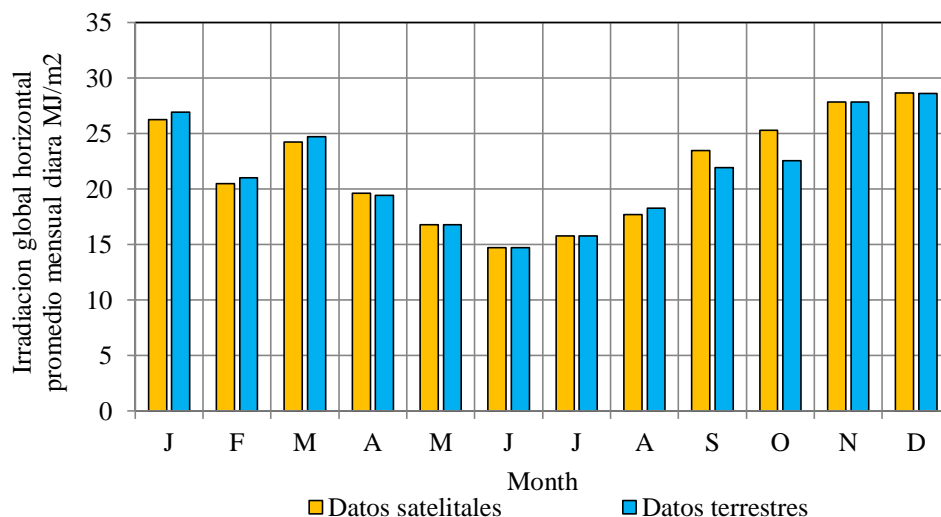


Figura 1.25. Datos de La irradiación global horizontal promedio mensual diaria, de fuente satelital y medidas en tierra, para la localidad de San Carlos.

Los datos satelitales pertenecen a la red LSA – SAF, los cuales fueron procesados y presentados en un mapeo solar de la provincia de Salta en el marco del Proyecto de Investigación Plurianual (PIP) denominado “Sistema Soporte a las Decisiones en Energías Renovables” mediante convenio CONICET con la Secretaría de Energía – Ministerio de Ambiente y Producción Sustentable de la Provincia de Salta (Sarmiento et al., 2018).

En cuanto a la cantidad de días claros disponibles por cada mes, el panorama se considera aceptable, habiendo definido como día claro aquellos en que el índice de claridad  $k_t = G_h / G_o > 0.7$ , donde  $G_h$  y  $G_o$  representan la radiación que llega a la superficie y la que llega a la atmosfera terrestre, respectivamente (Duffie y Beckman, 2006). La figura 1.26 muestra la cantidad de días con  $k_t > 0.7$  y la temperatura ambiente media mensual. Ambos datos provistos por el Dr. Germán Salazar.

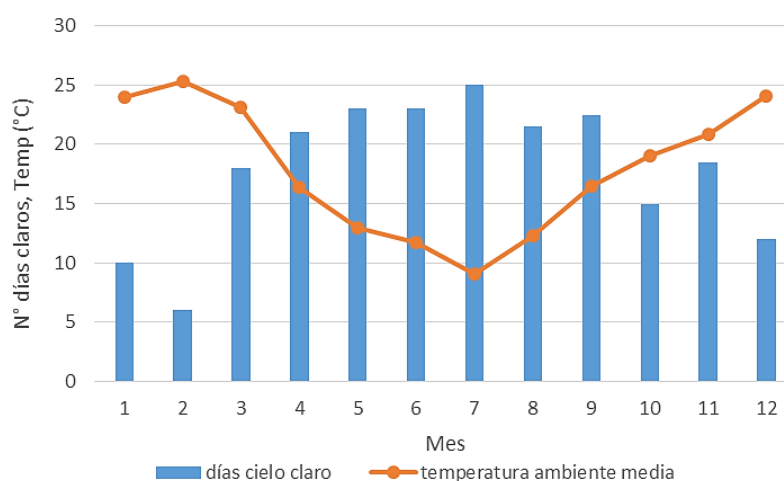


Figura 1.26. Cantidad de días claros por mes, en promedio y temperatura ambiente media.

Como se observa, se tienen menos días claros en los meses de Diciembre, Enero y Febrero, así como menores valores de radiación solar sobre todo en Enero y Febrero. Esto se debe a la presencia de mayores precipitaciones en estos meses del año. Se deduce que para el resto de los meses se disponen como mínimo de 15 días con índices de claridad mayores a 0.7 y que para los meses de invierno y baja radiación se compensa con una disponibilidad de energía solar en aproximadamente 21 días claros en promedio, llegando a un máximo de 25. La mayoría de las localidades donde se encuentran instalados otros prototipos CFL no poseen las condiciones meteorológicas de San Carlos. A manera de ejemplo, se puede mencionar la central eléctrica Fresnel lineal Liddell en Australia (latitud: 32.373° S; longitud: 150.979° E) donde el mes más favorable cuenta con 12 días de cielo claro y los valores de irradiancia global diaria no superan los 25 MJ/m<sup>2</sup> (Pye, 2008).

### 1.5. Descripción del sistema Fresnel de San Carlos

Investigadores del INENCO comenzaron a desarrollar prototipos de concentradores solares de tecnología Fresnel Lineal (CFL) desde el año 2009, mediante diferentes fuentes de financiación con fines de investigación y desarrollo. Entre los proyectos más importantes se pueden nombrar el proyecto PFIP (Proyectos Federales de Innovación Productiva - 2008) denominado *Producción de vapor y energía eléctrica solar térmica para aplicaciones mineras en la Puna*, financiado por el Consejo Federal de Ciencia y Tecnología (COFECYT); y el proyecto financiado por el Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET) denominado *Instalación de equipos de acumulación térmica y de generación eléctrica en un prototipo de central solar térmica tipo Fresnel lineal de generación de vapor y/o electricidad*. Ambos proyectos han sido dirigidos por el Dr. Luis Saravia Mathon. También otros proyectos, provenientes del Consejo de Investigación de la Universidad Nacional de Salta (CIUNSa), han contribuido al estudio y construcción del equipo

La configuración básica de todos los prototipos Fresnel desarrollados consiste de filas paralelas de espejos mecánicamente curvados que reflejan y concentran los rayos solares, con una relación de concentración de 40 aproximadamente, sobre un absorbedor situado en altura. En el absorbedor se produce la transferencia de energía proveniente de la radiación solar concentrada hacia el fluido caloportador, que en todos los casos ensayados es agua.

El avance y desarrollo de ésta tecnología de concentración solar se vio supeditada a los tiempos de desembolso efectivo de los fondos contemplados en los proyectos. Con el desembolso de la primera cuota en el año 2013, se construyó un módulo prototipo de 86 m<sup>2</sup> en San Carlos (figura 1.27). Se montó el equipo en su totalidad, formado de 8 filas de espejos, el absorbedor instalado en altura, el sistema de alimentación de agua y el sistema de seguimiento solar.



Figura 1.27. Módulo de 86 m<sup>2</sup> montado inicialmente en San Carlos.

A mediados de 2014 comenzaron las tareas de ampliación a 172 m<sup>2</sup>, es decir, el doble en capacidad de captación solar, promovidas por nuevos desembolsos de las cuotas previstas en el proyecto PFIP mencionado y con financiamiento conjunto del CONICET. Se agregaron otros subsistemas pensados para la mejora y optimización del aprovechamiento energético del CFL. Tales subsistemas son: sistemas de contrapesos, que contribuye a la mejora del seguimiento solar y reducción de carga mecánica para los motores empleados por cada fila de espejos; sistema de acumulación de hormigón, cuyo objetivo es proveer una mayor autonomía en las horas de ausencia de radiación solar incrementando la capacidad de producción en el proceso de secado de frutihortícolas; se mejoró el sistema de seguimiento solar electrónico, se añadieron sistemas de medición y captación de señales como ser termocuplas, transductores de presión, caudalímetro, manómetros digitales. Se independizaron las entradas del agua de alimentación en cada caño mediante mangueras flexibles resistentes, a efectos de permitir diferencias de dilatación térmica en los caños de absorción de calor y una equiparación de flujos de agua en cada caño del absorbedor. En 2015, se montó el sistema de condensación e intercambio de calor vapor-aire para inyección de aire caliente a la cámara de secado. También se logró cerrar el ciclo Rankine mediante un sistema de retorno automatizado con tanque de acumulación de condensado y sistema de bombeo de agua hacia el tanque de almacenamiento principal.

#### *1.5.1. Tesis doctorales basadas en el proyecto FL de San Carlos*

De este proyecto se desprendieron tres tesis doctorales que describen de manera completa las diferentes etapas de diseño, construcción, puesta a punto y simulación computacional del sistema Fresnel de San Carlos. La conjunción de estas tres tesis describe al prototipo final de San Carlos desde el origen del desarrollo de la tecnología a nivel local, impulsada por el INENCO, bajo la dirección del instituto por parte del Dr. Luis Saravia hasta el estado actual del mismo. El desarrollo de la presente tesis comienza con las tareas de ampliación del sistema Fresnel lineal (Abril de 2014) duplicando el campo de espejos, llevando la superficie de reflexión primaria a los 172 m<sup>2</sup>.

a- Reflector lineal tipo Fresnel para la generación directa de vapor de agua (2014).

Escrita por el Dr. Marcelo Gea y trata el diseño óptico de los espejos reflectores, la determinación de la elástica de los mismos para dar su forma parabólica y describe el uso de distintas estructuras de soporte. Esta tesis cubre el diseño analítico a partir de la técnica del trazado de rayos paralelos incidentes mediante el software Cabrí plus y el diseño experimental de prototipos en muy baja escala partiendo de uno cuya superficie de espejos fue de 43 m<sup>2</sup>. Este fue la base del diseño óptico de los espejos que se mantuvo hasta llegar al prototipo instalado en San Carlos. Luego se escaló hacia un prototipo de 86.4 m<sup>2</sup>, instalado en San Carlos, que sería el antecesor al prototipo actual. Sobre el diseño de este módulo se hizo hincapié en el estudio de diversos parámetros como ser la relación de concentración, altura del absorbedor y se propusieron diferentes escenarios de circulación de agua para la producción de vapor. También se propone un sistema de acumulación térmica en hormigón de muy bajas prestaciones y un análisis económico para la producción de vapor.

b- Estudio de absorbedores para la generación de energía eléctrica mediante un reflector lineal tipo Fresnel (2014).

Elaborada por el Dr. Altamirano Martín. Aquí se analizaron los diferentes procesos de transferencia de calor que ocurren en el absorbedor de los diferentes prototipos construidos. Al igual que en la tesis del Dr. Gea, se detallan paso a paso la construcción de los modelos previos al de San Carlos y de este último para una superficie espejada de 86.4 m<sup>2</sup>. Las simulaciones computacionales del estado térmico de los caños del absorbedor se realizaron mediante el programa Simusol, software de amplia difusión en el ámbito de las energías renovables en el país, con contrastaciones respecto a medidas experimentales y ajuste de los modelos, lo que permitió predecir la temperatura a la que se generaría el vapor de agua. Por primera vez, para este equipo, se propone un modelo de absorbedor con cubierta de Maylar<sup>®</sup> cuya validación experimental se realizó con pruebas de laboratorio en un cabezal absorbedor de 1.4 m de longitud y calentado artificialmente con resistencias eléctricas, lo que permitió determinar el coeficiente global de pérdida hacia el exterior para el equipo (Flores Larsen et al., 2012). Dichos resultados experimentales fueron contrastados con resultados numéricos obtenidos bajo simulaciones con el programa Comsol Multiphysics. Concluye esta tesis determinando la temperatura de vapor que es posible obtener con el CFL de San Carlos con distintas configuraciones del fluido calo portador, es decir, con paso directo y con recirculación, con y sin tanque de acumulación.

c- Estudio y evaluación de parámetros de funcionamiento para la tecnología Fresnel lineal de concentración (2017).

Esta tesis, elaborada por el Dr. Hongn Marcos, presenta un análisis más detallado de los fenómenos de intercambio térmico entre el absorbedor y el fluido de transporte para el prototipo de 172 m<sup>2</sup>. Posee una sólida programación en lenguaje Python lo que permitió describir con mayor precisión el comportamiento hidrotérmico y dinámico del fluido en su paso por el absorbedor. Los resultados numéricos obtenidos en las simulaciones no

solo fueron contrastadas con los parámetros medidos *in situ* sino que también se aplicó el modelo para las condiciones de funcionamiento de un CFL de 690 m<sup>2</sup> instalado en Coimbatore (India), con campos de espejos de 48 m y un absorbedor de 384 m de longitud final. También se realizó un estudio paramétrico de funcionamiento del equipo bajo diferentes escenarios haciendo variar el caudal de alimentación de agua y variantes constructivas que tuvieron en cuenta tres situaciones de longitud del absorbedor con respecto a la longitud del campo de espejos.

- Caso I (actual):  $L_{abs} = 30\text{ m}$ ,  $L_{esp} = 24\text{ m}$
- Caso II:  $L_{abs}=24\text{ m}$ ,  $L_{esp}= 24\text{ m}$
- Caso III:  $L_{abs} = 30\text{ m}$ ,  $L_{esp}=30\text{ m}$

Esta tesis es la primera en incluir las pérdidas térmicas por la no iluminación de los extremos del absorbedor en las distintas épocas del año pudiendo determinar con mayor exactitud el rendimiento térmico o eficiencia global del absorbedor, como así también la pérdida en la eficiencia óptica o disminución de la capacidad de reflexión de los espejos dado por el ángulo de incidencia de los haces solares (Flores Larsen & Hongn, 2014). Como resultados más relevantes de la simulación aquí propuesta se puede considerar a la potencia térmica disponible en el vapor la cual varía desde 35 kW a 85 kW, según la estación del año y la configuración de longitudes detallada en el listado anterior así como la eficiencia global que puede llegar a valores de 0.45.

La conjunción de estas tres tesis describe al prototipo final de San Carlos desde el origen del desarrollo de la tecnología a nivel local, impulsada por el INENCO, bajo la dirección del instituto por parte del Dr. Luis Saravia hasta el estado actual del mismo. Las tareas de campo para la ampliación del sistema Fresnel lineal en el momento de iniciada ésta tesis (Abril de 2014) se describen en el Anexo A.

## 1.6. Conclusiones del capítulo

El panorama actual de las políticas en Energías Renovables en Argentina, a través del plan Nacional RenovAr, en sus distintas fases, resulta promisorio y alentador para el aumento de proyectos de generación eléctrica en base a recursos renovables, sobre todo de índole eólica y solar. Se ha demostrado el éxito de las rondas mediante el número de proyectos adjudicados (88) lo cual indica el fortalecimiento de algunas empresas del medio local que por primera vez tienen la oportunidad de incursionar de manera comercial en otras escalas mayores en el campo de las energías renovables, así como la permisión del ingreso de empresas extranjeras dotadas de la más amplia experiencia en planificación y ejecución de proyectos de mayor envergadura. Estas iniciativas promueven una visión alentadora para el aprovechamiento energético de base renovable en pos de cumplir con el objetivo del 20% de la matriz energética al año 2025, propuesto como objetivo en la ley 26190 en su Decreto 531/2016.

No se puede dejar de mencionar que Argentina tiene el potencial eólico, solar y biomásico y dependerá de la correcta intervención de los actores políticos y del sector empresarial para posicionar a la Argentina en un polo de llamado a la inversión en



proyectos de aprovechamiento energético renovable y suplir la crisis energética que hasta no hace mucho puso en riesgo la estabilidad de la red eléctrica obligando a las empresas Distribuidoras adoptar medidas de corte en el suministro hacia los usuarios.

En este capítulo se ha introducido una breve descripción de los sistemas solares de concentración que son más empleados en el ámbito comercial como ser aquellos que emplean la tecnología cilindro parabólico, torre central, Fresnel lineal y disco parabólico. La primera de ellas es la tecnología más difundida dado a su grado de madurez comercial y por tener una eficiencia global superior. En el caso de la tecnología Fresnel lineal, son dos las empresas que la producen en escala global: Novatec Solar y Areva Solar, cuyos proyectos llevados al estado operacional han marcado un hito en la construcción de éstas plantas solares, tales como el caso de Kimberlina en Estados Unidos y Puerto Errado 2 en España, que en principio surgió de un prototipo de baja potencia, Puerto Errado 1.

El desarrollo e implementación del almacenamiento térmico en sales fundidas promueve una oportunidad única para el desempeño de la tecnología Fresnel lineal dado que las actuales compañías apuestan a ésta estrategia en pos de mejorar la eficiencia del ciclo termodinámico de las plantas así como el factor de capacidad en la generación de energía eléctrica con costos nivelados que *caen* dentro del rango de costos impuesto por las centrales en base a hidrocarburos. Se detectaron cuatro proyectos de alta envergadura (50 MW) en China, donde las empresas implicadas apuestan a la tecnología Fresnel lineal con almacenamiento térmico; dos de ellas en sales fundidas y las otras dos en hormigón lo que les permitirá abastecer de energía eléctrica con una autonomía de entre 6 – 14 horas.

Por último, la ciudad de San Carlos dispone de un recurso solar que combinado con la elevada cantidad de días claros por año o de baja nubosidad y con las bajas precipitaciones anuales, tornan a la región en un polo de interés científico y tecnológico para la implementación de tecnologías solares para el aprovechamiento energético. Si bien la región cuenta con tal recurso, la misma aún no ha sido explotada en su máximo potencial para fines energéticos en grandes escalas más que para la producción local de pimentón deshidratado, además de otras especias frutihortícolas y de calentamiento solar pasivo de agua mediante sistemas de colección solar domésticos.

## **1.7. Referencias**

Areva Solar, 2013a. <http://www.areva.com/EN/solar-220/arevasolar.html>.

Areva Solar, 2013b. US Sandia Labs Join Forces for CLFR Molten-Salt Storage. [http://www.solarnovus.com/index.php?option=com\\_content&view=article&id=565:areva-solar-us-sandia-labs-join-forcesfor-clfr-molten-salt-storage&catid=41:applications-technews&Itemid=245](http://www.solarnovus.com/index.php?option=com_content&view=article&id=565:areva-solar-us-sandia-labs-join-forcesfor-clfr-molten-salt-storage&catid=41:applications-technews&Itemid=245).

- Barale, G., Heimsath, A., Nitz, P., Toro, A., 2010. Optical design of a linear Fresnel collector for Sicily. In: Presented at the 16<sup>th</sup> SolarPACES International Symposium Perpignan, France.
- Bernhard R., Laabs H. G., de Lalaing J., Eck M., Eickhoff M., Pottler K., 2008a. Linear Fresnel collector demonstration on the PSA Part I – design: construction and quality control. In: Presented at the 15<sup>th</sup> SolarPACES International Symposium, Berlin, Germany.
- Bernhard R., Laabs H. G., de Lalaing J., Eck M., Eickhoff M., Pottler K., 2008b. Linear Fresnel collector demonstration on the PSA Part II – commissioning and first performance tests. In: Presented at the 15<sup>th</sup> SolarPACES International Symposium, Berlin, Germany.
- Brost R., Zhu G., 2009. Commercial development of an advanced, high temperature, linear-Fresnel based concentrating solar power concept. SkyFuel, prepared under DOE FOA no. DE – FC36 – 08GO180342009.
- Comisión Nacional de Energía Atómica. Síntesis del Mercado Mayorista de La Republica Argentina. Boletín N° 206, Año XVIII.
- Condorí M., Durán G., Vargas D., Echazú R. (2009). Secador solar hibrido. Primeros ensayos. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 13.pps. 02.35 – 02.42. ISSN 0329 – 5184.
- Conlon W. M., 2011. Superheated steam from CLFR solar steam. In: Presented at the 17<sup>th</sup> SolarPACES International Symposium, Granada, Spain.
- Dellicompagni P., Hongn M., Saravia L., Altamirano M., Placco C., Gea M., Hoyos D., Bárcena H., Suligoy H., Fernández C., Caso R. (2016). Protocolo de arranque, operación y mediciones para el concentrador Fresnel lineal de San Carlos, Salta. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente Vol. 20, pp 03.13 – 03.20, 2016. ISSN 2314 – 1433.
- Di Canio, D., Treytl, W. J., Jur, F.A., Watson, C. D., 1979. Line focus solar thermal central receiver research study, FMC Corporation.
- Duffie J. A. y Beckman W. A., (2006). Solar engineering of thermal processes. 3<sup>rd</sup> Ed. New Jersey: John Wiley and Sons.
- Flores Larsen S., Altamirano M., Hernández A., (2012). Heat loss of a trapezoidal cavity absorber for a linear Fresnel reflecting solar concentrator. Renewable Energy 39, 198 – 206.
- Flores Larsen S., Hongn M. Determining the infrared reflectance of specular surfaces by using thermographic analysis. Renewable Energy 64, 2014, page 303 – 313.

- Gea M., (2014). Reflector Lineal Tipo Fresnel para la Generación Directa de Vapor de Agua. Tesis Doctoral. Facultad de Ciencias Exactas, Universidad Nacional de Salta, Argentina.
- Industrial Solar, 2013. <http://www.industrial-solar.de/CMS/en/>.
- Lin M., Sumathy K., Dai Y. J., Wang R. Z., Chen Y., 2013. Experimental and theoretical analysis on a linear Fresnel reflector solar collector prototype with V-shaped cavity receiver. *Applied Thermal Engineering* 51, 963–972.
- Mills D., Morrison G. L., Pye J. D., Le Lievre P., 2006. Multi-tower line focus Fresnel array project. *Journal of Solar Energy Engineering* 128, 118–120.
- Montes M., Rubbia C., Abbas R., Martinez-Val J., (2014). A comparative analysis of configurations of linear Fresnel collectors for concentrating solar power. *Energy* 73, 192 – 203.
- Morin G., Dersch J., Platzer W., Eck M., Haberle A., 2012. Comparison of linear Fresnel and parabolic trough collector power plants. *Solar Energy* 86.
- Morin G., Mertins M., Kirchberger J., Selig M., 2011. Super NOVA – construction, control & performance of steam superheating linear Fresnel collector. In: Presented at the 17<sup>th</sup> SolarPACES International Symposium, Granada, Spain.
- Munoz J., Martinez-Val J. M., Ramos A., 2011. Thermal regimes in solar-thermal linear collectors. *Solar Energy* 85, 857 – 870.
- National Renewable Energy Laboratory (NREL). On the path to sunshot: Advancing Concentrating Solar Power Technology, Performance, and Dispatchability. 2016. U.S.A.
- Negi B. S., Mathur S. S., Kandpal T. C., 1989. Optical and thermal performance evaluation of a linear Fresnel reflector solar concentrator. *Solar and Wind Technology* 6, 589 – 593.
- Novatec Solar, 2013. <http://www.novatecsolar.com/>.
- Pino F. J., Caro R., Rosa F., Guerra J., 2012. Experimental validation of an optical and thermal model of a linear Fresnel collector system. *Applied Thermal Engineering*, 1 – 9.
- Pye J., (2008). System Modelling of the Compact Linear Reflector. Ph. D. Thesis. University of New South Wales, Australia.
- Sarmiento N., Belmonte S., Dellicompagni P., Franco J., Escalante K. A Solar Irradiation GIS as Decision Support Tool for the Province of Salta, Argentina. *Renewable Energy*. 2018. (artículo aprobado para su publicación en revista 18/07/2018).

- Selig M., 2011. Commercial CSP based on Fresnel collector technology. In: Presented at the 17<sup>th</sup> SolarPACES International Symposium, Granada, Spain.
- Silvi C., 2009. The pioneering work on linear Fresnel reflector concentrators in Italy. In: Presented at the 15<sup>th</sup> SolarPACES International Symposium, Berlin, Germany.
- Spoladore M., Camacho E., Valcher E., 2011. Distributed parameters dynamic model of a solar Fresnel collector field. In: Presented at the 18th IFAC World Congress, Milano, Italy.
- Xu Xinhai, Vignarooban K., Xu Ben., Hsu K., Kannan A.M., (2016). Prospects and problems of concentrating solar power technologies for power generation in the desert regions. *Renewables and Sustainable Energy Reviews* 53, 1106 – 1131.

## **CAPÍTULO 2**

# **LA MAQUINA DE VAPOR Y SU IMPLEMENTACION EN SISTEMAS TERMO ENERGETICOS**

## **2.1. Introducción**

Se ha optado por el empleo de un motor a vapor para la transformación termo mecánica aprovechando el vapor generado por el concentrador Fresnel lineal en San Carlos, el mismo fue donado por la empresa Cromwell Naval, mediante gestión del INTI - Salta. Dado que este equipo es un prototipo y su potencia térmica en las mejores condiciones de radiación solar no excede los 50 kW, no se estudió la posibilidad de montar una turbina de vapor, ya que la mayoría de las plantas termo solares que emplean turbinas en su bloque de potencia poseen una capacidad instalada de al menos 1 MW eléctrico (NREL, [www.nrel.gov/csp/solarpaces](http://www.nrel.gov/csp/solarpaces)). Por otro lado, los costos relativos entre una turbina y un motor a vapor son del orden de 5 a 1, dada la complejidad del sistema de control y operación que una turbina requiere. Por el contrario, los motores a vapor de media - baja prestaciones constituyen una tecnología robusta que demanda menos recaudos a la hora de su implementación y uso (Saravia et al., 2014; Hong, 2016).

Las diferentes máquinas de vapor de gran escala para la producción de energía mecánica y eléctrica tienen una larga historia que comenzó en el siglo XV (T. Savery) y empezó a generalizarse en relación con las minas de carbón en Inglaterra (J. Watt). Originalmente la fuente de energía necesaria para su funcionamiento provenía del carbón mineral y la leña. En el siglo XX se comenzó a usar los hidrocarburos y diferentes gases como fuentes de energía, las cuales han predominado hasta la actualidad, a pesar de la crisis del petróleo en la década de los 70. Los problemas actuales relacionados con las fuentes mencionadas, tales como el declive de las reservas de los combustibles no renovables hasta ese entonces y la contaminación ambiental que causa su uso, ha llevado a un interés creciente por la utilización de fuentes de energía renovables tales como la solar, eólica, biocombustibles y otras.

Hoy en día existen plantas de captación solar, principalmente para generación eléctrica, del orden de los 280 MW, en operación (Central Solana, Estados Unidos). Obras de ésta envergadura son posibles gracias a las fuertes inversiones que, acompañadas por la concientización ambiental y la capacidad de desarrollo, ponen en lo más alto a las distintas tecnologías de captación solar.

En este capítulo se propone la puesta en valor sobre el uso de motores a vapor para la transformación termo mecánica en sistemas de generación de potencia, partiendo del hecho que el ciclo de vapor Rankine (CR) a pequeña escala se estudió en los años 70 y 80 para aplicaciones en transporte y vehículos y varios investigadores han demostrado la viabilidad de estos sistemas en relación con los costos adicionales que tales sistemas pueden implicar (Badami y Mura, 2009). Estos CR de baja escala se caracterizan por una pequeña tasa de flujo de vapor, desplazando la tecnología de expansión de turbo máquinas hacia máquinas volumétricas (Badr et al. 1991), ya que algunos de los principales problemas del uso de turbinas como expansor en CR a pequeña escala son su muy baja eficiencia, altos costos de producción, especialmente para turbinas de etapas múltiples, y la posibilidad de una erosión rápida de los álabes debido al contenido de humedad en la expansión (Bahadori, 1978). Las opciones disponibles en cuanto a

motores a vapor incluyen los del tipo recíprocos y rotativos o Wankel (Badr et al., 1991a– 1991b, Bahadori, 1978), pero esta última solución muestra dificultades de implementación (Stobart y Weerasinghe, 2006).

## 2.2. Reseña histórica del vapor como fluido motor

Se puede definir a una sociedad industrial como un sistema complejo que degrada energía de alta calidad hasta convertirla en calor residual asociada con entropía mientras que se extrae durante el proceso el trabajo necesario para producir la más variada cantidad de bienes y servicios (Asdrúbal Valencia, 2001). La primera ley de la termodinámica postula que no es posible crear energía y que la misma puede ser transformada de una forma u otra en calor o trabajo. Bajo ésta perspectiva, la sociedad se ha erigido sobre los sucesivos hallazgos de nuevas fuentes energéticas y su transporte por medios cada vez más eficientes, de tal manera que se puede afirmar que los grandes descubrimientos que tuvieron lugar a lo largo de la historia entrañaron métodos para convertir energía. Sin ahondar demasiado, podemos citar al descubrimiento del fuego, que implica convertir en luz y calor a la energía química de un combustible. Este hecho es considerado como el mayor descubrimiento de la humanidad dado que permitió al hombre suplirse de reservas de energía prácticamente inagotables. Sin embargo, pasaron muchos años hasta la invención de la máquina de vapor para que el hombre discerniera una pequeña parte de sus inmensas posibilidades.

La potencia del fuego no ha sido considerada en su máximo potencial sino hasta finales del siglo XVII, tiempo en el que el inventor griego Herón de Alejandría construyó un cierto número de artificios movidos por la fuerza del vapor. Empleó la expansión del mismo para abrir puertas de templos, hacer girar esferas, etc., pero el mundo antiguo en decadencia ya por ese entonces no pudo asimilar tales adelantos prematuros. Ya en tiempos medievales se perfeccionó la tracción a sangre con la invención de arneses y estribos, el empleo del agua y viento y su aprovechamiento mediante molinos y velas (Asimov, 1985; Gille, 1985).

La traducción de *Pneumática* de Herón fue publicada en Europa en 1575, y una serie de inventores del siglo XVI, Porta, Cardán y De Caus hicieron varias sugerencias para utilizar la energía del vapor en la realización de trabajo (Woodcroft, 1851). Para funcionar con éxito, una máquina de vapor debía reunir tres requisitos. En primer lugar, había de ser un medio seguro para poder controlar la potencia del fuego, en segundo lugar debía satisfacer una necesidad claramente reconocida y finalmente debía demostrarse capaz de satisfacer esa necesidad a menor costo que cualquier otra fuente de energía conocida como la fuerza animal, el viento o el agua.

En 1543 Blasco de Garay, oficial naval de la armada de Carlos V, impulsó un barco llamado La Trinidad, de 200 toneladas por medio del vapor en la bahía de Barcelona. No existen datos de ésta máquina, excepto que consistía de una caldera de cobre para la generación de vapor y el movimiento de ruedas de paletas suspendidas a ambos lados de la nave ([www.elespanol.com](http://www.elespanol.com)). Si bien Blasco de Garay se negó a explicar el

mecanismo, los testimonios respecto a ésta invención se encuentran documentados en los archivos españoles aseverando su autenticidad.

La invención de una turbina de acción a vapor se le atribuye a Giovanni Branca en 1629. Pretendía impulsar una máquina de machacar mediante engranajes de madera. El principio de funcionamiento era completamente diferente al de la eolipila o turbina de Herón. En este artefacto, el vapor adquiría velocidad al expandirse hacia una presión más baja a través de un orificio estacionario. Este vapor a alta velocidad incidía sobre las paletas de una turbina móvil, cambiando así su dirección y velocidad. La cantidad de movimiento del vapor decrecía y las paletas recibían un impulso: la fuerza resultante producía la rotación de las paletas para la ejecución de trabajo. Este diseño de turbina se emplea en la actualidad para la generación de energía eléctrica.

Denis Papin (1647 – 1714) propuso en 1690 un mecanismo que empleaba vapor para mover un pistón. Consistía en hacer hervir agua en la base del cilindro incrementando la presión del vapor moviendo el pistón de manera ascendente hasta su punto extremo, momento en el cual se retiraría la fuente de calor (fuego), el cilindro se enfriaría y el vapor se condensaría. La presión atmosférica impulsaría entonces el pistón hacia abajo. Se trataba, en principio, de una respuesta casi totalmente acertada.

### 2.2.1. La máquina de Savery

Thomas Savery (1650 – 1715) obtuvo una patente por un sistema a vapor para elevar agua, empleando el fuego como fuente calórica (Figura 2.1). En 1699 hizo una demostración práctica con un modelo de su invención en una asamblea de la Royal Society y aquel mismo año una ley del Parlamento amplió su monopolio de patente a 31 años. En 1702 expuso una explicación de su motor en el libro *The Miner's Friend*.

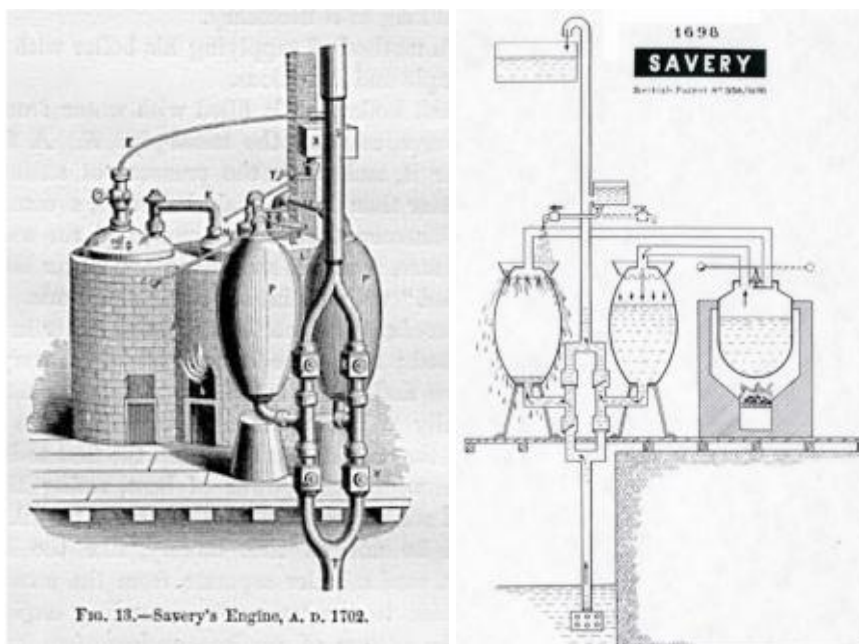


Figura 2.1. Mecanismo de Thomas Savery para elevación de agua.



El sistema constaba de un tubo que parte de una caldera y transporta vapor hasta lo alto de un gran recipiente de hierro a través de un grifo de cierre. Otro tubo, que parte de la base del recipiente, transporta el vapor a un tubo largo y vertical. Encima y debajo del punto donde el tubo de vapor se une al tubo vertical hay válvulas que se abren hacia arriba. El extremo inferior del tubo vertical que desciende menos de diez metros por debajo del recipiente, está sumergido en el agua que se ha de elevar. El extremo superior está conectado a una cubeta. El vapor de la caldera fluye a través de la válvula superior y es expulsado por el extremo superior del tubo vertical. Entonces el grifo de cierre debe estar cerrado y se ha de verter agua fría sobre el recipiente de metal para producir la condensación del vapor interior, que dejará un vacío. El agua impulsada por la presión atmosférica ascenderá por el tubo vertical hasta llenar el recipiente. En este momento se abre el grifo de cierre y la elevada presión expulsa el agua del recipiente, que asciende por el tubo hasta la cubeta superior.

La idea de condensar vapor para originar vacío no era propia de Savery, dado que sus invenciones estaban muy familiarizadas con las obras de Papin, sin embargo, la técnica de impulsión y expulsión, de aspirar el agua y hacerla ascender constituía una novedad para la época. No se sabe hasta qué punto este sistema fue satisfactorio en su funcionamiento dado que tenía serias limitaciones: había que calentar el recipiente de hierro junto con el agua una vez por cada carrera de ciclo. De haberse notado estas deficiencias con anterioridad, el sistema propuesto por Savery no hubiera podido nunca ser declarada como la antecesora a la primera máquina de vapor con funcionamiento satisfactorio (Savery, 1702).

#### *2.2.2. La máquina de Newcomen*

En 1712, Newcomen y su ayudante Jhon Calley, crearon la primera bomba práctica operada con vapor de gran porte, la cual fue instalada en Dudley Castle, en Staffordshire. Este invento marca el comienzo efectivo de nuevas fuentes de potencia, las cuales habían sido buscadas durante más de un siglo. Aunque la fuente activa de presión era la atmosfera, la operación real dependía de la producción de vapor y prácticamente todas éstas máquinas empleaban carbón como fuente energética. La primera actuación con éxito de la máquina de Newcomen estuvo precedida de una gran cantidad de trabajos de investigación (Cardwell, 1996).

La contribución de Newcomen fue una mezcla ingeniosa de artefactos conocidos y sus propias ideas (figura 2.2). Empleó calderas y los hornos de la industria cervecera para suministrar vapor a los mismos cilindros y pistón empleado por la mayoría de las aplicaciones y condensó el vapor debajo del embolo dentro del cilindro para crear el vacío parcial permitiendo a la atmosfera empujar el embolo hacia abajo. A diferencia de la técnica de Savery, Newcomen roció el agua directamente dentro del cilindro vertical. Esto condensaba el vapor, generaba vacío y permitía que la presión atmosférica forzara el pistón hacia abajo. Para provechar este movimiento descendiente, y realizar trabajo, conectó el eje del pistón con una viga apoyada en su centro por medio de una cadena y amarró el otro extremo de la viga con una bomba mediante otra cadena. A medida que

se admitía nuevo vapor debajo del pistón y se rompía el vacío, este pistón era elevado de nuevo por el peso en el otro extremo de la viga y el pistón de la bomba bajaba a su posición original, logrando un movimiento alternativo hacia arriba y abajo.

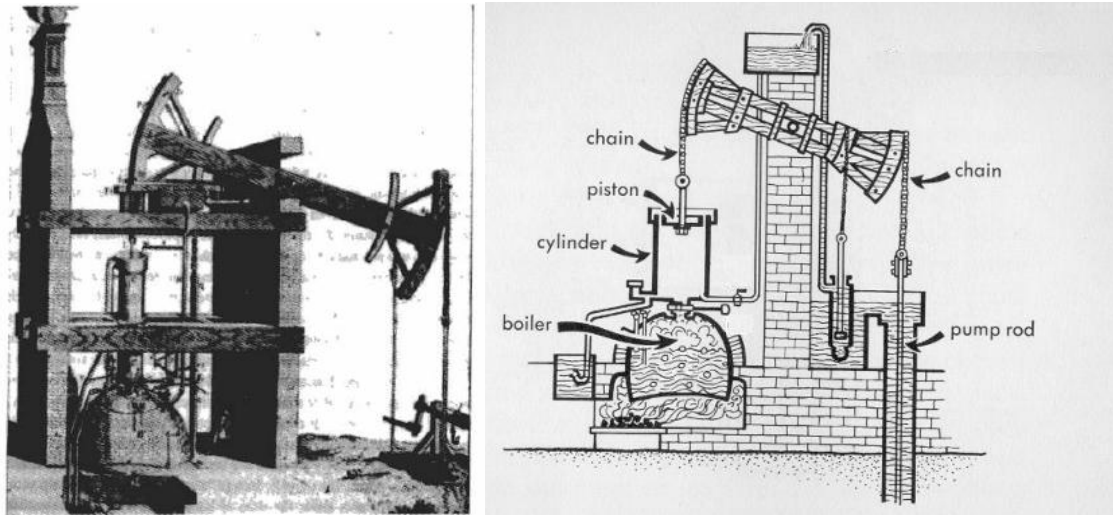


Figura 2.2. La máquina de Newcomen.

En los extremos de las vigas estaban dispuestos arcos circulares sobre los cuales rodaban las cadenas a medida que la viga se movía. Esto permitía que los ejes de los émbolos subieran y bajarán en línea vertical. Para la apertura y cierre de las válvulas en el momento adecuado, Newcomen dispuso un mecanismo que las controlaba con el mismo movimiento de la máquina, eliminando así la operación manual de las válvulas y permitiendo aumentar la frecuencia de los ciclos de potencia de 6 – 8 a 15 – 16 Hz. Si bien la máquina de Newcomen era ineficiente dado que perdía grandes cantidades de calor con la condensación, superó en potencia a cualquier otra máquina productora de energía, y mediante la aplicación de la potencia de vapor en la fuente misma, lo que permitió excavar con mayor profundidad en las minas y mantenerlas libres de agua.

En todos los aspectos más generales, la industria del siglo XVIII dependía de la mina (Mumford, 1982) y los productos derivados de la actividad minera predominaban en la vida cotidiana de los inventores, motivando a éstos a contribuciones tecnológicas. Así, la máquina de Newcomen pasó de la mina a las refinadoras de minerales, las fundiciones, las fábricas textiles y fue cuando las limitaciones de la misma se tornaron más relevantes.

### 2.2.3. La máquina de Watt

James Watt (1736 – 1819) realizó cambios fundamentales sobre las máquinas de vapor existentes de tal manera que, junto con Savery y Newcomen, es considerado uno de los creadores de la máquina de vapor. Las reparaciones que Watt tuvo que realizar sobre una máquina de Newcomen atrajeron su atención, sobre todo el estudio de las pérdidas de calor por el calentamiento y enfriamiento del cilindro. Aplicó el concepto primario de cámara de condensación por separado, aun empleando vapor a presión atmosférica y un vacío parcial. Esta cámara de condensación separada se conectaba con el cilindro,

alrededor del cual puso una camisa de vapor para mantener las paredes calientes. Esta innovación ahorró tres cuartos del combustible requerido por la máquina de Newcomen. Entre 1765 y 1769, Watt realizó dos mejoras importantes. Añadió una bomba de aire para mantener el vacío en su condensador bombeando hacia afuera el agua, el vapor condensado y el aire. También cerró el extremo superior abierto del cilindro, construyó alrededor del eje del pistón lo que hoy se conoce como prensa estopa o empaquetadura, e introdujo vapor para empujar el embolo hacia abajo. A raíz de estas modificaciones, logró el patentamiento de sus cuatro grandes nuevas ideas: el condensador por separado, la camisa caliente para el cilindro, la bomba de aire y el uso de la fuerza expansiva del vapor. A partir de este punto, la máquina de Watt se siguió desarrollando rápidamente y en los modelos más grandes se llevó a cabo un gran número de refinamientos en el diseño y en las funciones. La máquina atmosférica se convirtió en una máquina de vapor en el sentido estricto de la palabra, y en el proceso se transformó en una máquina bien diseñada, basada en una sólida percepción científica sobre las propiedades del vapor.

En 1774 Watt inventó el motor a vapor de doble efecto y entre 1775 y 1800 construyó 289 máquinas en Inglaterra mientras que empezó a trabajar en el problema de producir movimiento rotatorio a partir del movimiento alternativo, logrando patentes al respecto en 1781 y 1782 en las cuales figuran la adición del paralelogramo articulado para convertir el movimiento de vaivén en rotatorio (Mumford, 1982). Este último desarrollo fue esencial para la utilidad general de la máquina de vapor asegurándose la prosperidad de su empresa de manera repentina. La primera máquina rotatoria fue una de doble acción y de 50 HP que la sociedad de Watt instaló en la Albion Flour Mill en 1786. En menos de veinte años instaló 84 máquinas en fábricas de algodón, 9 en fábricas de lana y tejidos de estambre, 18 en obras de canales y 17 en cervecerías. Tan grande fue la demanda energética así como la demanda de las máquinas de Watt que el perfeccionamiento de su máquina exigió mejoras en las artes metalúrgicas y de mecanizado de materiales.

#### *2.2.4. La máquina de alta presión*

Aunque Watt conocía el principio de funcionamiento para una máquina sin condensación, no la había perfeccionado dado que usaba el vapor de baja presión. La invención de la máquina de alta presión se le reconoce a Richard Trevithick (1771 – 1833), quien construyó una máquina sin condensación en 1798 instalando el cilindro vertical dentro de la caldera sirviendo como camisa de vapor, eliminó la viga de trabajo y creó la primera máquina de acción directa de alta presión cuando puso el cilindro en posición horizontal y conectó el pistón a cigüeñal con una biela.

Jonathan Hornblower, dada a la educación ingenieril que recibió, se convirtió en uno de los más poderosos competidores de Watt, habiendo nacido 17 años después. Este inventor hizo una contribución fundamental al diseño de la máquina de vapor con sus máquinas de expansión en etapas sucesivas, en las que el vapor de alta presión se usa en un cilindro y luego de la expansión, el vapor de baja presión pasa a otro cilindro en el

cual se expande aún más. Este fue un adelanto fundamental que el inventor no pudo comprender o explicar convenientemente con base racional y científica, simplemente porque no se había desarrollado la ciencia en la que se basaba. Hornblower no pudo explotar adecuadamente su diseño debido a que las presiones que usaba eran demasiado bajas para aprovechar la doble expansión. Más aun, no contaba con valores exactos de las propiedades del vapor o relaciones termodinámicas que le hubieran permitido calcular correctamente las dimensiones relativas de los cilindros. Después su socio, el ingeniero Arthur Woolf (1776 – 1837) consiguió un diseño mejor, en principio con motores de dos etapas, luego de tres y hasta cuatro etapas de expansión. La ventaja fue que se perdía menos energía calentando los cilindros y el consiguiente aumento de la eficiencia (Kirby, 1990).

La máquina de Hornblower estaba destinada a ser muy importante en años posteriores pero Watt no admitió en ese momento que la idea era nueva y fundamental, alegando usurpación de sus patentes. Sobrevino un largo trámite judicial, ganado finalmente por Watt y su sociedad en 1799. Hornblower perdió, principalmente por no haber podido convencer al jurado de las ventajas teóricas que representaban su invención, al no comprenderlas el mismo. La batalla legal terminó con Hornblower en la quiebra (Sandfort, 1965).

#### 2.2.5. La locomotora

El científico francés Denis Papin (1647 – 1712) realizó el primer modelo de vehículo autopropulsado para propósitos militares en 1698 y usó en este modelo la idea del cilindro y el pistón. En el año 1763, el oficial de artillería Nicolás Joseph Cugnot construyó con ayuda del arsenal del Estado, un coche a vapor. Fue ensayado en la calle pero chocó contra una pared y fue llevado al arsenal para evitar ulteriores daños. Este incidente paralizó el trabajo de Cugnot.

En 1786, William Symington ensayó una locomotora a vapor que fracasó por encontrar dificultades en las calles irregulares de Edimburgo. William Murdock, también realizó experimentos con un vehículo parecido, pero su empleador Watt le aconsejó que no prosiguiera con ellos, ya que el propio James Watt había patentado la idea (Saenz, 1973). Este mismo argumento no fue aceptado por Trevithick, para quien todo lo que dijera Watt era necesario refutarlo o superarlo. Así fue que desarrolló la primera locomotora de tamaño real en 1801 con la que planeaba transportar pasajeros, empleando su máquina de alta presión sin condensación. En 1803 envió su máquina de Plymouth a Londres y la hizo rodar por las calles mediante ruedas de madera y llantas de hierro. Este transporte fracasó debido a que la estructura no soportó los esfuerzos producidos por el motor de alta presión y terminó por torcerse. Trevithick perdió el interés por continuar desarrollando tal vehículo.

No obstante, con la invención de las vías férreas por parte de Richard Reynolds y el inglés Jessop, quien inventó el corte transversal en forma de hongo, el cual se emplea en la actualidad, se habían creado las condiciones previas para la invención del ferrocarril. Las minas de hierro de Pen-y-Daran, en Gales del Sur, disponían de un *tramway* que

llegaba hasta Cardiff y allí construyó Trevithick la primera locomotora sobre vías: arrastró sobre una distancia de 15 km diez toneladas de hierro a una velocidad de 8 km/h y trasladó a setenta pasajeros. Impulsado por el éxito de esta invención, Trevithick decidió construir un circuito de vías en la plaza Euston, en Londres. El fin era trasladar pasajeros con algunos vagones. Este proyecto fracasó con la rotura de las ruedas interrumpiendo el funcionamiento del circuito (Danel, 1977)

John Blenkisop (1783 – 1848) construyó una locomotora en 1811, con ruedas dentadas sobre una cremallera que podía arrastrar hasta 94 toneladas a 6 km/h y subir pendientes de hasta 5%, pero la máquina era inestable y la tensión sobre la cremallera en un lado apartó los rieles y finalmente la caldera estalló. Basándose en la observación de ésta deficiencia en la locomotora de Blenkisop, George Stephenson (1781 – 1848) realizó los ajustes necesarios para lograr la eficiencia técnica y el éxito económico de la locomoción por tierra. Stephenson logró la colaboración de los propietarios de la mina para quienes trabajaba, y en 1814 terminó su primera locomotora a cual llamó *Blucher*. Esta máquina arrastraba ocho vagones con treinta toneladas de carbón a una velocidad de 6.5 km/h. Un año después, implementó el retorno del vapor de escape hacia la caldera, incrementando así el rendimiento. Además, estableció la comunicación directa entre el embolo y ruedas, empleando articulaciones con cojinetes para el eje de tracción. Se le otorgó la primera patente de invención de la locomotora en 1815 y al año siguiente consiguió la patente para los rieles y con ambos elementos creó el primer ferrocarril en la historia (Williams, 1998).

A nivel local, en nuestro país se desarrolló el *Ferrocarril del fin del mundo*, en Tierra del Fuego como reivindicación de la locomotora *Ingeniero Livio Dante Porta*, propulsada a vapor y de industria completamente Nacional. Comenzó a funcionar en el año 2001. Otra locomotora icónica en nuestro país, desarrollada por Porta fue *La Argentina*, perteneciente al Ferrocarril Central Córdoba, de 4 cilindros a doble expansión. Construida en 1949, cuando Porta tenía sólo 27 años. Ha sido aclamada como una de las locomotoras más eficientes que se hayan construido y fue vigorosamente patrocinada por Juan Domingo Perón, en aquel entonces presidente del país. Su rendimiento fue mayor a lo esperado para una locomotora relativamente pequeña. Diseñada para una velocidad máxima de 120 km/h, tiraba trenes de carga de 1200 toneladas a 105 km/h. *La Argentina* se encuentra hoy oxidada en un depósito de locomotoras abandonado en San Miguel de Tucumán (Galasso, 2009).

Una extensa lista de aproximadamente 200 artículos y obras publicadas y no publicadas por Porta puede encontrarse en el sitio [http://www.trainweb.org/tusp/porta\\_biblio.html](http://www.trainweb.org/tusp/porta_biblio.html), en diversos idiomas y actualizada hasta Febrero de 2012.

#### 2.2.6. El barco de vapor

La primera persona quien construyó un barco a vapor utilizable fue el norteamericano John Fitch (1743 – 1798) para realizar viajes entre Filadelfia y Trento, siendo destruido finalmente por una tormenta.

El ya mencionado William Symington logró terminar un buque impulsado a vapor en 1788, realizando viajes de prueba en lago Dalswinton en Escocia. El navío viajaba a una velocidad de sólo 8 km/h no superando las expectativas de sus socios, por lo que siguió trabajando solo durante catorce años perfeccionando su barco hasta que finalmente terminó su *Charlotte Dundas*, siendo ésta la primera nave merecedora de ser llamada *a vapor*. En 1802 el buque navegó por el canal de Forth – Clyde arrastrando dos barcasas de 70 toneladas durante seis horas y con fuertes vientos.

Inspirado por el navío *Charlotte Dundas*, Robert Fulton (1765 – 1815) propuso al Directorio francés, en París, la construcción de un barco submarino al que bautizó como *Nautilus*, para propósitos militares en contra de la flota inglesa. El proyecto nunca llegó a implementarse de manera práctica. Tiempo después, Fulton junto al embajador de Estados Unidos Robert Livingston, consiguieron subvención del gobierno estadounidense para encargar a la sociedad de Watt una máquina de vapor de 20 HP, con la cual construyeron el barco *Clermont*, en Nueva York. Esta máquina tenía una capacidad de 180 toneladas, una eslora de 40 m y una chimenea de 9 m de altura. A partir de este navío, aparecieron otras imitaciones como *El cometa*, de Escocia y *El Savannah* de Estados Unidos y el *Curacao* de Holanda. Todas capaces de cruzar el océano Atlántico.

Los estudios desarrollados por Bernoulli en 1768, permitieron implementar la propulsión helicoidal a los barcos de vapor, reemplazando de manera definitiva a las ruedas con paletas que fueron empleadas en todas las embarcaciones hasta ese entonces. Luego de diversos modelos y ensayos, la implementación de la hélice de manera exitosa y definitiva la realizaron los mecánicos ingleses Smith y Rennie, en 1805. Para estas aplicaciones, el motor a vapor empleado debió diferir apreciablemente de la máquina de Watt empleada en la mina y a la creada por Stephenson para las locomotoras, por el hecho de hallarse generalmente emplazada hacia la proa y tener la hélice en la popa, exigiendo un eje largo y aislado (Asdrubal, 2001).

La Compañía White Star Line, en 1912, inaugura la mayor embarcación hasta el momento, propulsada por vapor, denominada *R.M.S. Titanic*, cuya catástrofe de hundimiento se produce en su viaje inaugural, el 14 de Abril de ese año. Ésta embarcación estaba provista por un sistema de impulsión de tres hélices, 29 calderas (figura 2.3), 4 motores alternativos a vapor con 4 cilindros cada uno, de triple expansión.

La misma compañía puso en servicio, en 1911 al *R.M.S. Olympic* y en 1914 al *R.M.S. Britannic*. El primer navío constaba con 29 calderas HUGE, dos hélices laterales de tres palas y una hélice central de cuatro palas, 2 motores a vapor alternativos de cuatro cilindros triple expansión y una turbina Parsons de baja presión. La segunda embarcación también estaba equipada con dos motores a vapor triple expansión y una turbina Parsons de baja presión. Ambas naves desarrollaban una potencia de 50000 CV a máximas revoluciones y se desarrollaron en la Primera Guerra Mundial transportando tripulaciones.

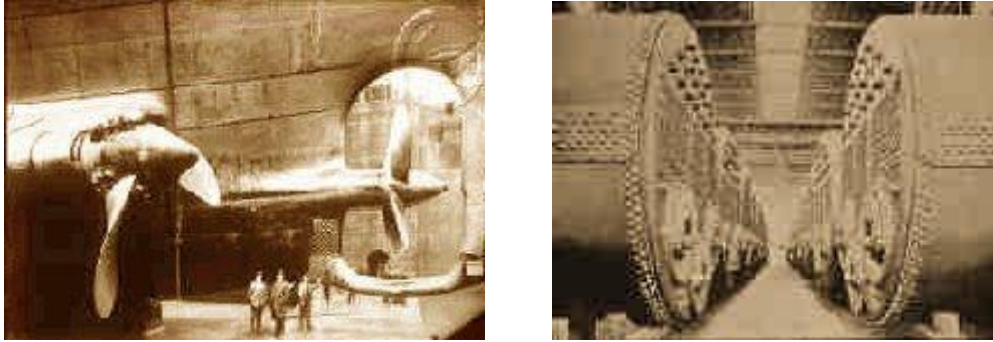


Figura 2.3. R.M.S Titanic. Izquierda, hélices de propulsión. Derecha, sala de calderas.

En 1914 fue inaugurado el *R.M.S. Aquitania*. Transatlántico destinado a transporte de pasajeros, pero a los tres meses, con la Primera Guerra Mundial, fue destinado al traslado de tropas. Participó también en la Segunda Guerra Mundial. Provisto de 29 calderas, 2 turbinas Parsons con configuración de triple expansión, desarrollando una potencia de 59000CV distribuidos en dos hélices laterales de cuatro palas.

En 1918 la Real Armada Británica puso en botadura la embarcación llamada *H.M.S. Hood* y asignando a sus funciones en 1920. Fue un buque de guerra, hundido en La Batalla del Estrecho de Dinamarca por el acorazado *Bismarck*. Sus instalaciones de propulsión estaban dotadas con 24 calderas acuotubulares Yarrow, 4 hélices de tres palas, accionadas por turbinas de vapor Brown - Curtis, desarrollando una potencia de 144000 CV. (Fuente: <http://sedici.unlp.edu.ar>).

#### 2.2.7. Patentes en aviación

Durante el siglo XX también se aplicó la máquina de vapor a la aviación (Kelly, 2006). Podemos mencionar algunas invenciones (Tabla 2.1) en la aplicación del vapor como fuerza motriz, luego aplicadas en la aviación, en Alemania y Estados Unidos (Meyer, 2010).

Autor	Título	País	Fecha	N° Patente
Lilienthal, O.	Improvements in Steam-engine-boiler-Feedpumpe	Alemania	23/6/1886	L3911
Lilienthal, O.	An Improved Coil Steam Generator	Alemania	21/9/1887	L3912
Marriott, Frederick	Aerial steam car	U.S.A.	23/11/1869	97,100
Patterson, William	Steam air ship	U.S.A.	27/4/1886	340,610

Tabla 2.1. Patentes de relevancia en el uso del vapor como fuerza motriz (Fuente: <http://invention.psychology.msstate.edu/PatentDatabase.html>)

Desde un punto de vista histórico, el uso de los motores a vapor en la aviación fue una necesidad, en primera instancia, durante la decimonovena centuria, este tipo de unidad de potencia fue la única fuente de energía disponible para este propósito.

Tiempo después el motor a vapor se volvió el preferido por los entusiastas en la aviación, quienes fueron determinantes para demostrar que una aeronave podía estar

hecha para volar satisfactoriamente usando motores de combustión externa. Uno de estos entusiastas fue William J. Besler, de la Besler Corporation, en California, quien en 1933 realizó un pequeño circuito aéreo en un Biplano, el cual incorporaba un monotubo de vapor en su diseño. Ese mismo año se construyó el *avión a vapor más eficiente*, ingeniado por los hermanos George D. y William J. Besler (figura 2.4a), en una época en la que se daba por acabada esa tecnología por existir el motor de combustión interna. El motor constaba de dos cilindros de 90CV, que proporcionaban 150 CV en total, pesaba 500 libras (figura 2.4b). Se generaba vapor de agua en una pequeña caldera rodeada de un sencillo serpentín, por la quema de petróleo crudo y mediante unos condensadores se aseguraba el retorno del vapor a la caldera con sólo el 1% de pérdida de agua. La presión en la caldera se mantenía constante gracias a unos medidores eléctricos que automáticamente encendían los quemadores cuando la presión disminuía.

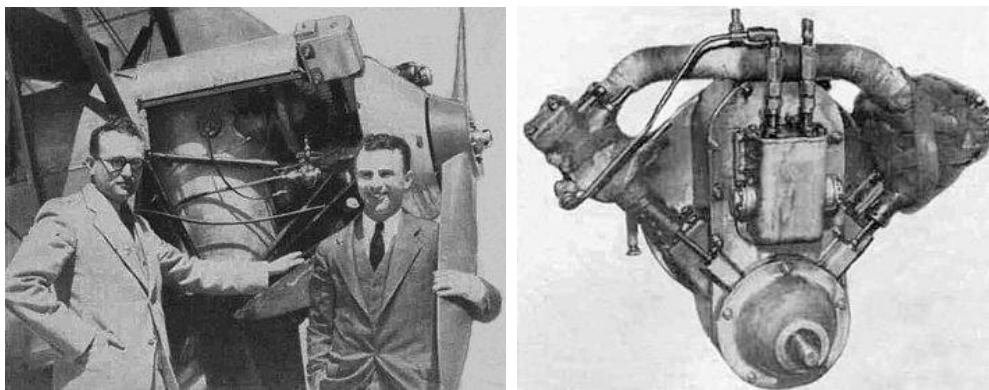


Figura 2.4. Primer avión eficiente a vapor. a) George D. Besler y William J. b) Motor a vapor de doble etapa empleado (Fuente <http://www.todointeressante.com/2008/12/el-avion-vapor.html>)

#### 2.2.8. Expansión de la máquina de vapor y efecto invernadero

La Revolución Industrial estaba ya en pleno desarrollo antes de haberse generalizado el uso de la máquina de vapor como fuente mecánica de energía, sin embargo ésta la acentuó y le dio ciertas características. La máquina de vapor aceleró el primer paso de la Revolución Industrial pues su aplicación en las bombas de agua y elevadores de carga en las minas permitió ampliar de modo prodigioso la producción de carbón. Como mecanismo de conversión de la energía contenida en el vapor en energía mecánica, pudo ser adaptado a diversos dispositivos industriales para producir máquinas operadoras, con las cuales se multiplicó la productividad de la tejeduría y metalurgia. La locomotora revolucionó al transporte por tierra y el navío a vapor al marítimo. A partir de 1820, prototipos cada vez mas perfeccionados de esas máquinas se multiplicaron en Inglaterra, Estados Unidos y Francia, desde donde empezaron a ser exportados como mercancías para todo el mundo, ensanchando las bases de la Revolución Industrial. Las transformaciones en las relaciones de producción capitalista a partir de la Revolución Industrial estuvieron caracterizadas desde el punto de vista técnico por un cambio significativo en la utilización y producción de energía. A modo de ejemplo, puede citarse la producción de hulla entre 1850 y 1911, que se multiplicó por un factor mayor



a diez; pasó de  $8.3 \times 10^7$  toneladas a  $1.1 \times 10^9$  toneladas a una tasa de crecimiento anual del 23 % (Acosta, 1986).

Aunque la máquina de vapor podía usar gran variedad de combustibles para su funcionamiento, como ser la madera, aceites y carbón mineral, este último predominó debido a su relativa abundancia, facilidad de transporte y alto contenido calórico. Fue el uso del carbón el que empezó a liberar grandes cantidades de dióxido de carbono. La Revolución Industrial no fue buena para la tierra y el ambiente. Desde su comienzo, la industria ha duplicado la cantidad de dióxido de carbono presente en la atmósfera. Desde entonces existe la preocupación por el efecto invernadero. Además, la inclinación al consumismo promovida por el auge industrial ha hecho que los recursos naturales del planeta se hayan estado agotando a una tasa alarmante, con todas sus secuelas (Dobb, 1975; Elster, 1992).

### **2.3. El motor a vapor acoplado a plantas solares**

Dada la existencia de algunas empresas en el mercado actual dedicadas a la construcción de motores a vapor de alta performance y a su bajo costo relativo con respecto a las turbinas de vapor, resulta lógico pensar en el empleo de estas máquinas para la generación de energía eléctrica empleando la misma fuente de calor -el vapor- pero diversificando la forma en que este se produce. No obstante, no se ha podido encontrar en la literatura disponible un vasto número de casos de plantas termo solares que incluyan -o hayan incluido- un motor a vapor en su bloque de potencia para la generación de energía eléctrica. Entre los fabricantes más conocidos de máquinas de vapor se encuentran Fives-Lille, Cail y Carion-Delmotte en Francia, Mirlees-Watson en Escocia, Hallesche-Halle y Braunschweigische Maschinenbauanstalt AG en Alemania y Ste. Ame J. J. Gilain en Bélgica, entre otras, pero la mayoría de sus motores se emplearon en la industria de la caña de azúcar, siendo impulsadas por vapor de quema de combustibles (Rojas y Ureña, 2012).

#### *2.3.1. El primer motor a vapor acoplado a una planta solar térmica*

La planta solar térmica para la generación de energía eléctrica, denominada White Cliffs, fue construida en el año 1981 para abastecer a la ciudad homónima de Nueva Gales del Sur, que en esos tiempos no disponía de acceso al sistema interconectado de redes eléctricas. En 1996, con la llegada de la conexión al sistema eléctrico en red, la planta pasó a ser de generación fotovoltaica con una capacidad de producción de unos 45 kWe, abasteciendo de electricidad a unas 30 viviendas, cesando su operación en 2004 ([www.energymatters.com.au](http://www.energymatters.com.au)) para luego convertirse en un lugar de preservación histórica ([www.abc.net.au](http://www.abc.net.au)).

El primer motor a vapor, dispuesto en una planta solar térmica, para la generación de energía eléctrica, fue montado en dicha estación, situada en el oeste de Nueva Gales del Sur. El desarrollo de este motor estuvo a cargo del Departamento de Ingeniería Física, de la Universidad Nacional Australiana (UNA), quienes comenzaron dichos desarrollos en el año 1981 (Prasad, 1993). Este equipo funcionó durante unos once años,

produciendo energía eléctrica durante cientos de horas. Demandaba menos mantenimiento que un motor Diesel, teniendo por lo general un rendimiento elevado excediendo el 20 %. El rango de potencia de estas máquinas, desarrolladas por la UNA, oscilaba entre 40 kW y 200 kW (Prasad, 1993).

En figuras 2.5 y 2.6 puede observarse, respectivamente, un esquema de un motor tri-cilíndrico desarrollado por la UNA y el diagrama funcional del sistema de generación a vapor, de la planta White Cliffs.

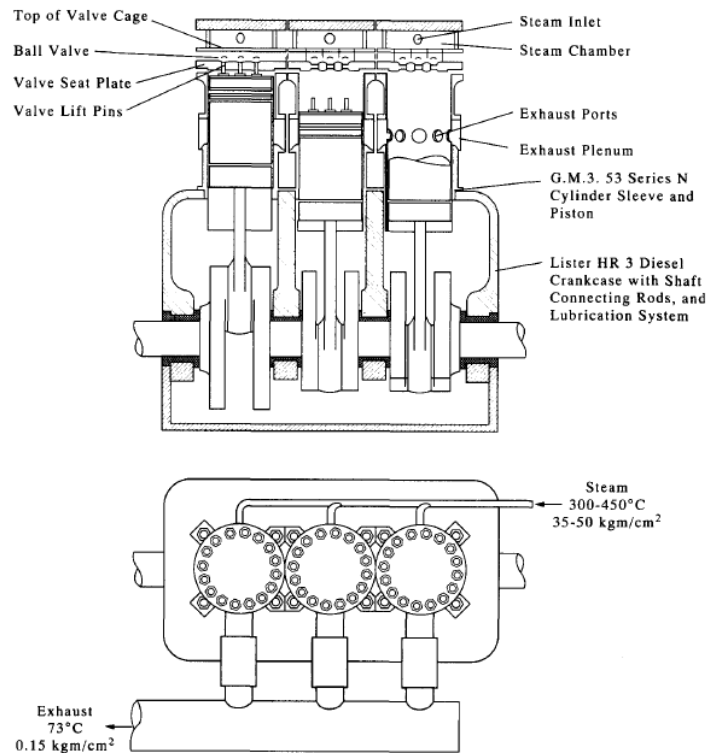


Figura 2.5. Motor desarrollado por la UNA.

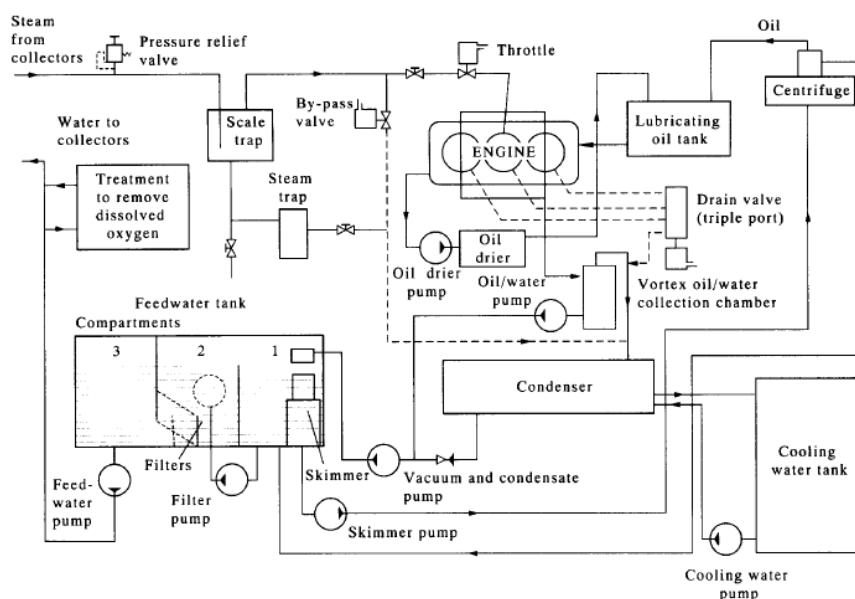


Figura 2.6. Diagrama funcional del sistema de vapor.

La planta contaba con catorce discos parabólicos de 5 m de diámetro (figura 2.7), en las que se calentaba y evaporaba agua en el foco de cada disco. El vapor generado se empleaba para alimentar al motor a vapor, que conectado a un grupo generador de 25 kW, abastecía de energía eléctrica a la ciudad. Parte de la energía se almacenó en baterías (para proporcionar electricidad por la noche) y un generador Diésel de reserva aseguró el suministro durante largos períodos nublados.

La electricidad generada se vendía a los consumidores (Kaneff, 1982), esto da lugar a la afirmación de que White Cliffs fue la primera estación de energía solar comercial en el mundo. En ese momento no había suministro de red a White Cliffs y la electricidad se generaba en las viviendas individuales por generadores Diésel. Al igual que todas las instalaciones experimentales, se encontraron muchos problemas. El estrés térmico de los componentes de metal, particularmente los absorbedores en el foco de los concentradores de disco, a menudo daba lugar a fugas en las tuberías. Los auxiliares (bombas, accionamientos de motor para los espejos, cargadores de baterías, iluminación, etc.) resultaban en consumo eléctrico parásito para la planta, superando a veces la producción del generador eléctrico. Por lo tanto, con frecuencia se requería que el generador Diésel funcionara y su generación a menudo excedía la demanda de consumo de los clientes conectados (es decir, era más eficiente apagar el sistema solar). Esta situación fue el resultado del pequeño tamaño de la estación solar experimental, en una planta solar de mayor envergadura, los sistemas auxiliares serían una fracción más pequeña de la potencia nominal de la estación. Sin embargo, la instalación demostró la factibilidad técnica de la tecnología a vapor y que podía generarse flujo de potencia a partir de la misma basada en energía solar y abastecer a una comunidad remota, aunque no de manera muy económica. Cuando se amplió el suministro de la red convencional a White Cliffs y se reemplazó la necesidad del respaldo de Diésel, el costo de generación de la planta mejoró (Dalitz, 2006).

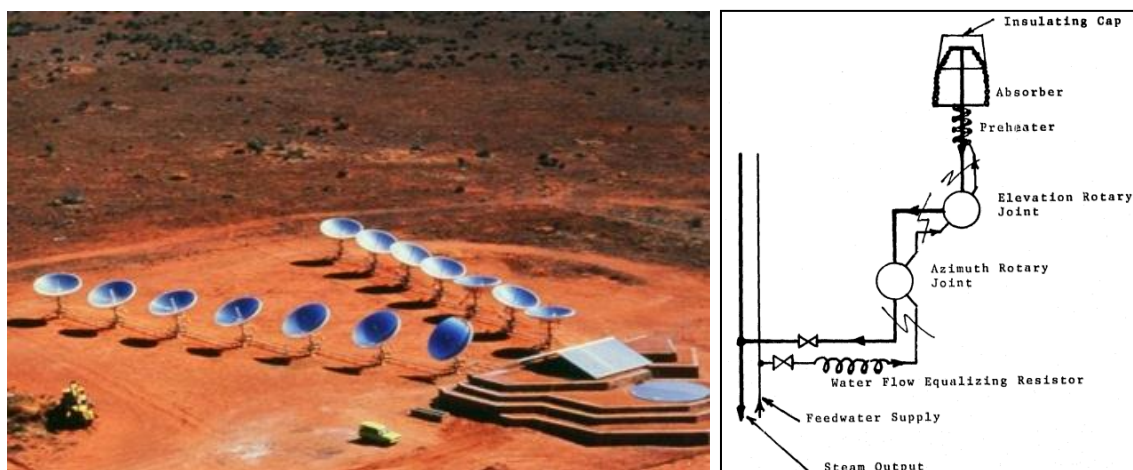


Figura 2.7. Izquierda. Vista aérea de la planta solar White Cliff. Derecha. Esquema del sistema de concentración solar, juntas rotatorias y circuito fluido-térmico de los discos parabólicos.

Las principales características geométricas y mecánicas del motor a vapor empleado se muestran en la tabla 2.2. La potencia aportada por cada cilindro fue de 12 kW a un

régimen de 1500 rpm, permitiendo al bloque de potencia generar una onda de tensión en 50 Hz y 240 V alternos, en valores eficaces nominales.

Potencia eléctrica	35 kW
Consumo de vapor	350 kg/h
Presión de admisión nominal	7 MPa
Temperatura de operación	400 °C
Diámetro interior de cilindros	0.0492 m
Diámetro exterior de cilindros	0.06 m
Carrera del pistón	0.1143 m
Espacio muerto	2%
Relación de expansión	20
Presión de condensación	20 kPa
Velocidad nominal	1500 rpm
Cantidad de cilindros	3
Válvulas de admisión por cilindro	3

Tabla 2.2. Parámetros del motor a vapor.

### 2.3.2. La compañía Terrajoule (<http://www.terrajoulecorp.com>)

Terrajoule es una empresa, con sede central en la ciudad de Redwood, California en Estados Unidos, dedicada al desarrollo de sistemas de almacenamiento térmico para plantas solares de potencias en un rango de 100 kW a 10 MW y que apuesta al empleo de motores a vapor para la generación de electricidad. El propósito de reemplazar la generación de electricidad que usa Diésel con la tecnología de Terrajoule es para reducir drásticamente los gastos operativos y aumentar la fiabilidad y la seguridad, con un rápido retorno financiero.

En Perú se construyó una planta solar cilindro parabólica (figura 2.8) que emplea el sistema propuesto por Terrajoule y cuya entrega llave en mano se realizó a la empresa Dessau S&Z S.A., quien opera y mantiene las instalaciones de la misma. Se trata de una planta que, como se ve en la figura 2.9, produce energía combinando motores de alta y baja presión con una turbina de baja presión. La acumulación térmica se realiza con tanques de vapor tipo Vessel capaces de dispensar hasta 2 MWh eléctricos.



Figura 2.8. Izquierda. Canal cilindro parabólico empleado por Terrajoule. Derecha. Motor a vapor de tres cilindros empleado para generación de potencia.

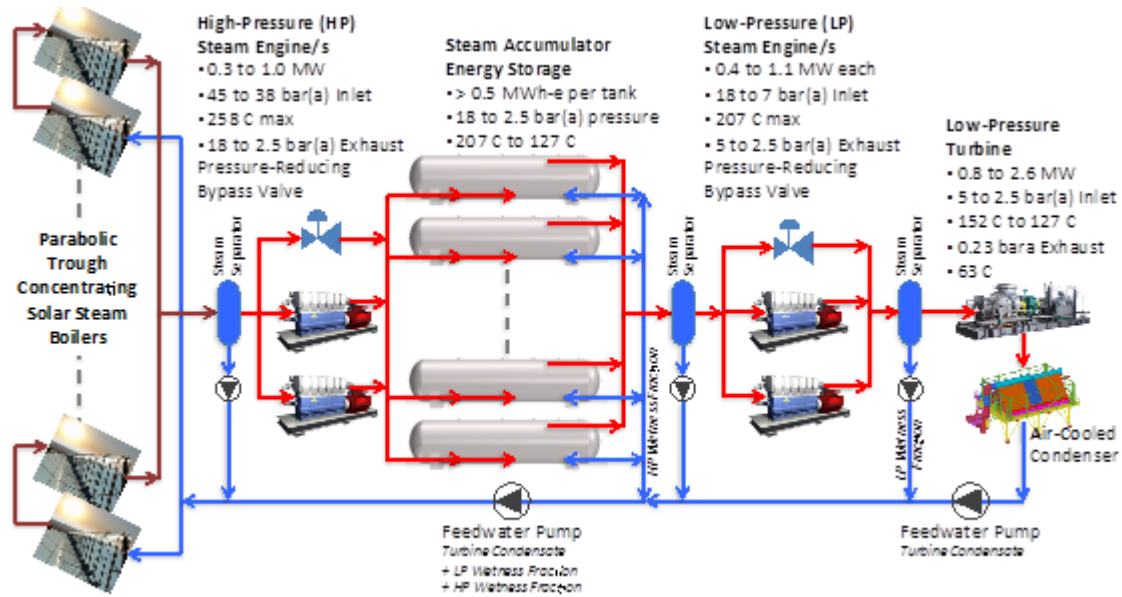


Figura 2.9. Planta solar térmica cilindro parabólica  
(<https://www.youtube.com/watch?v=thQmBPLNSsY>)

En reunión de consorcio entre las firmas Dessau S&Z S.A y Terrajoule (19 de Septiembre de 2017), el CEO de ésta última, Steve Bisset, brindó información respecto a los costos de inversión, de equipamiento, Operación y Mantenimiento, factor de capacidad de la planta y descripción de la misma y que se transcriben a continuación.

#### *Descripción técnica y operacional de los componentes de la planta*

El campo solar está alineado de norte a sur y posee seguimiento solar. Una planta típica de 4.8 GWh/año de generación posee las dimensiones que se muestran en la figura 2.10. El caudal de alimentación de agua es impulsado por diversas bombas que toman el agua del condensador principal, de los separadores de gotas. La presión de trabajo puede alcanzar los 45 bar. Por otro lado, la alimentación de vapor hacia los motores y hacia la turbina es controlada por un sistema automatizado que ajusta el tiempo de apertura o cierre (*timing*) de las válvulas de admisión logrando la regulación del flujo másico de manera que la presión permanezca en un rango de 38 – 45 bar (motor a vapor de alta presión), 18 – 7 bar (motor a vapor de baja presión) y 5 – 2.5 bar (turbina de baja presión).

Cada uno de los tanques Vessel de acumulación térmica posee una capacidad volumétrica de 48 m<sup>3</sup> los cuales son llenados con 46.8 m<sup>3</sup> de agua. A carga máxima, la presión de trabajo de los tanques de almacenamiento es 18.2 bar a una temperatura de 207 °C mientras que la presión mínima es de 2.5 bar a 127 °C. El nivel de agua dentro de los tanques permanece prácticamente constante; una bomba extrae el agua de éstos y la envía hacia el campo solar para ser evaporada y expandida en el motor de alta presión. Para el ciclo de descarga de baja presión, el agua contenida en los tanques se evapora por *efecto flash* y se expande en el motor y turbina de baja presión. El agua de condensación es bombeada nuevamente a los tanques de almacenamiento de manera separada.



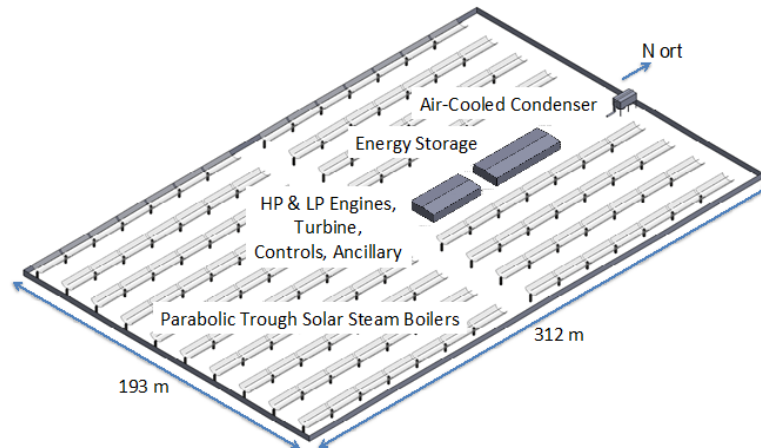


Figura 2.10. Módulo de planta típica. Producción 4.8 GWh/año

Para la generación eléctrica, la planta cuenta con un generador trifásico en cada motor y la turbina. Cada generador tiene su propia desconexión eléctrica y su propia sincronización con la red; pudiendo conectarse en paralelo los tres grupos con ésta al mismo tiempo. En el caso de generación de energía fuera de la red o *generación en isla*, la planta de TerraJoule sirve como fuente de energía primaria, regulando la frecuencia y el voltaje y siguiendo la variación en la demanda de potencia de los usuarios.

#### *Descripción cualitativa de costos de operación y mantenimiento*

El costo de O & M se estima en menos del 1% del precio de capital original. Esto se ha estimado comparando con una planta de energía Diésel y plantas convencionales, plantas fotovoltaicas, y especialmente considerando las directrices del fabricante para los componentes del sistema.

Un costo que varía según la ubicación es el costo de limpiar los espejos parabólicos, ya que la tasa de deposición de polvo puede variar. También el costo laboral de la limpieza. Varios proveedores están constantemente mejorando los sistemas de limpieza automatizados, por lo que a lo largo de la vida de la planta se puede esperar una mayor frecuencia de limpieza a un menor costo de mano de obra. La limpieza dos veces al mes es adecuada en la mayoría de los lugares.

Las máquinas de vapor requieren una inspección de rutina cada 6 meses y un mantenimiento de rutina cada año, que consiste principalmente en cambiar los aros de los pistones. Esto da como resultado un día de inactividad por motor por año.

El funcionamiento de la planta está automatizado y continuamente monitoreado de forma remota por enlace satelital. En general, la planta no requiere personal dedicado exclusivamente a la operación. Los costos de seguridad pueden variar según la ubicación. Si ya existe personal trabajando cerca para evitar intrusiones, el costo adicional de la seguridad puede ser mínimo.

### *Costo de inversión*

Si se compara el costo de generación de la planta de energía Terrajoule solar con almacenamiento que está configurada como planta de generación de energía primaria en Perú, con una planta fotovoltaica con almacenamiento en baterías, que tenga exactamente la misma capacidad funcional para la misma vida útil de 25 años teniendo en cuenta los efectos del almacenamiento en la capacidad de generación de energía, se encuentra que para una planta que genera 6.23 GWh/año, de los cuales al menos 2/3 deben almacenarse y despacharse en un momento posterior al momento en que se dispone de energía solar, la cantidad de almacenamiento de energía necesaria para hacer esto es de 14 MWh. Mientras que para que una planta fotovoltaica genere 6.23 GWh/año con un factor de capacidad del 30% deberá tener, por definición, una potencia nominal de 2.65 MW ( $2.65 \text{ MW} \times 8760 \text{ horas/año} \times 0.3 = 6.23 \text{ GWh/año}$ ).

El despacho de potencia de una planta solar térmica con almacenamiento es diferente al de una planta fotovoltaica porque el sistema puede, si se desea, configurarse para despachar más rápido o más lento de lo que el sistema de almacenamiento se carga. Un despacho de potencia pico alta para un sistema fotovoltaico (como 2.65 MW) tiene un valor económico bajo ya que se produce solo durante un corto período de tiempo en el mediodía y no se puede controlar. En la arquitectura Terrajoule Solar + Almacenamiento, la tasa de almacenamiento está determinada principalmente por el área de los espejos de concentración, mientras que el despacho térmico está determinada por la potencia del motor de expansión de 2 etapas aguas abajo del almacenamiento. Para la planta Terrajoule, el factor de capacidad puede variar de 61% a 18% dependiendo de la tasa de descarga, encontrándose ésta en el rango de 1.16 – 3.94 MW.

Bajo estas consideraciones y, para realizar una comparación de costos válida, se deben realizar los siguientes ajustes.

- Dado que la mayoría de la producción fotovoltaica pasa a través del almacenamiento, la pérdida de eficiencia debida a la carga y descarga de las baterías se deben tener en cuenta, por lo que el costo U\$/W debe ajustarse para tener en cuenta los paneles fotovoltaicos adicionales necesarios para alcanzar los MWh especificados a la salida de la central.
- La producción eléctrica de los paneles fotovoltaicos generalmente se degrada 0.5% año, por lo que debe haber paneles adicionales para al menos alcanzar la producción especificada en promedio durante una vida útil de 25 años.
- La capacidad de la batería de iones de litio generalmente se degrada al 80% de su nueva capacidad durante los 10 años de vida, por lo que en promedio tendrá aproximadamente el 92% de su capacidad nominal y la capacidad inicial se debe aumentar en consecuencia.
- El costo de reemplazo a los 10 años debe ser incluido. Suponiendo la tasa superior históricamente sostenida del 12% de reducción anual de costos, el costo de

reposición será del 28% del original. Se considera que en 10 años los reemplazos tendrán una vida útil más larga, por lo que no se evaluará el costo de reposición a los 20 años.

- Las baterías de iones de litio se degradan rápidamente si se utilizan con frecuencia a la profundidad de descarga total, por lo que supone un límite de profundidad de descarga del 90%, por lo tanto se requiere de baterías de gran tamaño.
- En la planta de Terrajoule, con mantenimiento programado, no hay degradación de la capacidad durante los 25 años de vida útil mínima, ni tampoco límites para la profundidad de descarga térmica ni de la cantidad de ciclos de carga/descarga.

También es fundamental tener en cuenta que, si bien los costos de inversión de las plantas fotovoltaicas y las baterías se reducen año tras año, la cantidad de sistemas Terrajoule instalados de un año a otro será mayor. Aumentar la base instalada de 1 a 10, a 100 y a 1000 tiene un efecto muy grande en los precios de los proveedores, que son mucho más bajos cuando se compran a un ritmo cada vez mayor en grandes volúmenes. La primera planta de energía en Perú tendrá un costo mayor al de que su equivalente fotovoltaico con almacenamiento en baterías. En el décimo módulo, la planta de Terrajoule costará menos. Aumentando la cantidad de módulos solar térmicos o potencia instalada, los costos de inversión se aproximan a los costos de estructuras de metal, recipientes a presión y motores. Las siguientes figuras resumen las comparaciones de costos de inversión.

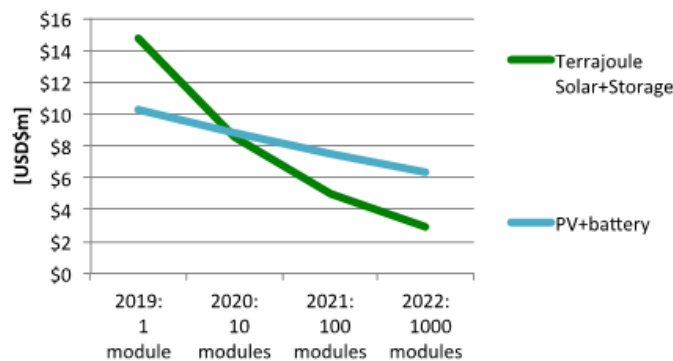


Figura 2.11. Costo total de inversión en millones de U\$S.

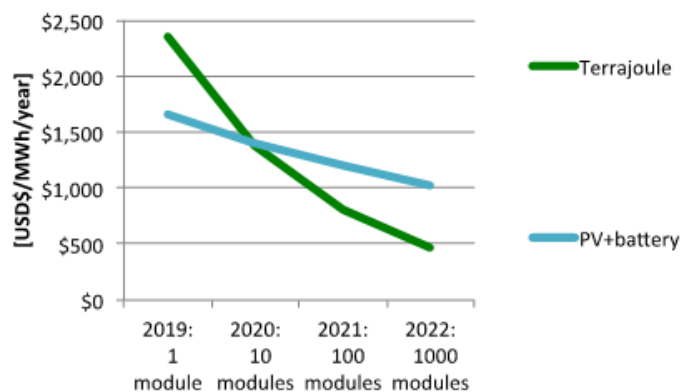


Figura 2.12. Precios de generación incluyendo almacenamiento.



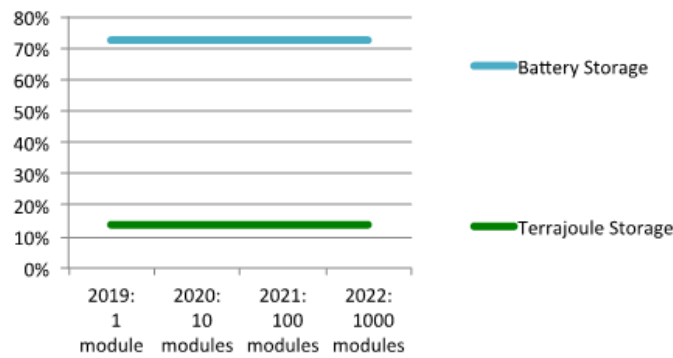


Figura 2.12. Costo del sistema de almacenamiento relativo al costo total de la planta.

## 2.4. Conclusiones del capítulo

En este capítulo se muestra la importancia de la máquina de vapor empleada como principal dispositivo para realizar trabajo útil históricamente, y las consecuencias de su creación desde dos ópticas diferentes: la científica y la histórica.

Desde la perspectiva científica, significó la génesis de la termodinámica desde el momento en que Watt empleó la acción expansiva del vapor cuando el suministro de este se interrumpía mientras ocurría la carrera de admisión, el vapor pues es capaz de ejercer trabajo a expensas del descenso de presión logrando así el máximo rendimiento del vapor. Esta intuición de Watt habría sido un elemento esencial para la fundación de la ciencia de la termodinámica. Años más tarde, en 1824, el desarrollo de la teoría de las máquinas térmicas recibiría un fuerte impulso de la ciencia en las publicaciones de Sadi Carnot (1796 – 1832) denominadas *Reflexiones sobre la energía motriz y el calor*. Publicación que no tuvo impacto hasta que Lord Kelvin las redescubriera veinticinco años más tarde y junto a Clausius, escribieran las memorias definitivas que fundaron la termodinámica.

Desde el punto de vista histórico y social, el influjo de la máquina de vapor se relaciona con la expansión del capitalismo y dio impulso a la época histórica conocida como Revolución Industrial, principalmente en Inglaterra, Francia y los Estados Unidos. La producción de energía a gran escala transformó también las relaciones de producción en beneficio del capital. El afianzamiento del maquinismo a partir del siglo XIX, cuya base técnica es la utilización de la energía para potenciar las máquinas más complejas, se basó en el carbón, así pues la Revolución Industrial fue una revolución de energía. Con respecto a las industrias, el funcionamiento de 24 horas fue posible gracias al motor a vapor, marcando el paso del progreso económico. El desarrollo de la locomotora y el incremento de los mercados internacionales tendieron a sacar a la gente del interior y a concentrarse en las grandes ciudades terminales y ciudades portuarias.

Las máquinas de vapor recíprocas impulsaron la revolución industrial y el vapor en sí mismo es omnipresente en toda la industria hasta nuestros días. En realidad, es el cambio de fase entre el vapor y el agua lo que hace que el agua sea un componente fundamental tanto de la vida como de los procesos industriales. El vapor es fundamental para la conversión entre energía térmica y electricidad, y los motores de pistón de vapor

construidos con tecnología automotriz moderna están de vuelta. Este hecho se refleja en la implementación de motores a vapor en sistemas modernos de conversión termosolares y producción de energía eléctrica, habiendo demostrado una adaptación exitosa, posicionando a ésta tecnología de conversión termo eléctrica como una potencial solución a las necesidades de producción de potencia en escalas inferiores a las comerciales que predominan el campo solar, a un costo notablemente reducido, tanto de inversión como de operación y mantenimiento y de generación de energía eléctrica.

## **2.5. Referencias**

- Acosta V. Revolución Industrial y desarrollo capitalista. Universidad Central. Caracas. 1986.
- Asdrúbal Valencia G. El gran músculo mecánico: la máquina de vapor. Revista Facultad de Ingeniería. N° 23. Pp. 120 – 139. Universidad de Antioquía. Departamento de Ingeniería de Materiales. 2001.
- Asimov. I. Introducción a la ciencia. Ciencias Físicas. Ediciones Orbis. Barcelona. 1985.
- Badami M., Mura M., Preliminary design and controlling strategies of a small-scale wood waste Rankine Cycle (RC) with a reciprocating steam engine (SE). Energy 34 (2009) 1315–1324.
- Badr O, O’Callaghan P. W., Hussein M., Probert S.D. Rotary Wankel Engine as expansion devices in steam Rankine-Cycle engines. Applied Energy 1991; 39:59 – 76.
- Badr O., Naik S., O’Callaghan P. W., Probert S. D. Expansion machine for a low power-output steam Rankine-Cycle engine. Applied Energy 1991; 39:93 – 116.
- Bahadori M. N. Solar water pumping. Solar Energy 1978; 21:307 – 16.
- Cardwell D. Historia de la tecnología. Alianza Universidad. Madrid. 1996.
- Dalitz C. Australian historic engineering plaquing program a historic engineering marker (hem) for white cliffs solar power station. White Cliffs Solar Power Station – Plaquing Nomination Report For the Heritage Committee - Sydney Division – July 2006.
- Danel J. F. La revolución técnico-científica: crisis o desarrollo del capitalismo. La filosofía de las revoluciones científicas. Grijalbo. México. 1977.
- Dobb M. Estudios del desarrollo del capitalismo. Siglo XXI. México 1975.
- Elster J. El cambio tecnológico. Gedisa. Barcelona. 1992 .

- Galasso N. Los Malditos. Hombres y mujeres excluidos de la historia oficial de los argentinos. Primera Edición. Editorial Madres de Plaza de Mayo. Buenos Aires. 2009.
- Gille B. La cultura técnica en Grecia. Ediciones Juan Garnica. Barcelona. 1985.
- Hongn M. (2016). Estudio y evaluación de parámetros de funcionamiento para la tecnología Fresnel lineal de concentración. Tesis Doctoral. Facultad de Ciencias Exactas, Universidad Nacional de Salta, Argentina.
- <http://www.abc.net.au/news/2012-12-20/solar-power-station-to-be-turned-into-museum/4437158>
- <http://www.energymatters.com.au/renewable-news/em3526/>
- <https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/>
- Kaneff S. The White Cliffs solar power station. Proceedings of the Fourth Parabolic Dish Solar Thermal Power Program Review. U.S. Dept of Energy and Jet Propulsion Laboratory. 1982. pp. 299 – 317.
- Kelly, Maurice. 2006. Steam in the Air: the Application of Steam Power in Aviation during the 19th and 20th Centuries. Barnsley, South Yorkshire, England: Pen & Sword Aviation.
- Kirby R. S. Engineering in history. Dover. New York. 1990.
- Meyer P. B. (2010). Some data on the invention of the airplane and the new airplane industry. Office of Productivity and Technology, U.S. Bureau of Labor Statistics. Available on <http://www.econterms.net/>.
- Mumford L. Técnica y civilización. Alianza Editorial. Madrid. 1982.
- Prasad S. (1993). Steam engine characteristics and theoretical performance. Energy Convers. Mgm. Vol. 34, No. 12, pp. 1323-1333. 0196-8904/93.
- Rojas J. y Ureña J. (2012). Las máquinas de vapor en la obtención del azúcar de caña en España: análisis comparativo. Dyna, 79, 171, 183-190. Medellín. ISSN 0012-7353.
- Saenz A. La historia de los inventos y el progreso técnico. Editorial Kapeluz. Buenos Aires. 1973.
- Sandfort J. F. Máquinas térmicas. EUDEBA. Buenos Aires. 1965
- Saravia L., Gea M., Hongn M., Hoyos D., Barcena H., Placco C., Cadena C., Flores Larsen S., Dellicompagni P., Condorí M., Martínez C., Fernández C., Caso R., Altamirano M., Suligoy H. (2014). Avances en Energías Renovables y Medio

Ambiente Vol. 18, pp.03.17-03.26, 2014. Impreso en la Argentina ISSN 2314-1433.

Savery T. The Miner's Friend; or, an Engine to raise Water by Fire. S. Crouch. London 1702.

Stobart R., Weerasinghe R., Heat recovery and bottoming cycles for SI and CI engines – a perspective. SAE; 2006. 01 – 0662.

Williams T. I. Historia de la tecnología. Siglo XXI. México. 1998.

Woodcroft B. The Neumatics of Hero of Alelxadria. Taylor Walton and Maberly. London 1851.

# **CAPÍTULO 3 SIMULACION NUMERICA DEL MOTOR A VAPOR EN SIMUSOL**

### 3.1. Introducción

Para la generación de potencia se optó acoplar un motor a vapor reciprocante de doble efecto al generador de vapor Fresnel lineal, el cual se encuentra actualmente en condiciones de generación. El motor a vapor es capaz de desarrollar una potencia mecánica indicada de unos 7 CV. Previo a su traslado a la ciudad de San Carlos, se le realizaron ensayos de ingeniería para determinar las características de operación (Dellicompagni et al., 2015).

En todo sistema de generación eléctrica con fluido caloportador es de fundamental importancia tener conocimiento de los valores que adquieren las variables de estado a lo largo del ciclo termodinámico, fundamentalmente en los procesos de admisión, expansión, escape y compresión de un motor a vapor. En sistemas de generación energética basados en turbinas de expansión y/o motores de vapor, es importante que la calidad del vapor que ingresa en el recinto pueda ser determinada con precisión y así poder estimar la energía que dicho fluido entrega para su transformación en trabajo útil y su posterior aprovechamiento.

En este capítulo, se plantean las relaciones teóricas que rigen el comportamiento de las variables de estado dentro de la cámara de cilindro para un motor reciprocante de doble efecto, cuya potencia mecánica indicada ronda en los 7 CV.

En la literatura se encuentran modelos estacionarios que consideran las propiedades termodinámicas del vapor de agua, en motores de aplicaciones domésticas para bajas presiones y temperaturas de operación (Ferrara et al., 2013). Para el caso del motor en estudio, se desarrolló un modelo previo que no contempló pérdidas térmicas. Se trataba de un pistón de simple efecto, trabajo que fue el percutor del modelo aquí propuesto (Dellicompagni et al., 2015).

Como parte de esta tesis, se propone la simulación del funcionamiento del motor a vapor en una plataforma realizada en Simusol donde se obtiene la variación de la temperatura y el título del vapor, ambos como una función del tiempo, conforme los diferentes procesos progresan dentro de la cámara de expansión – escape. De éstas dos variables se desprenderán el comportamiento de las demás, como ser, entalpía, entropía, energía interna, densidad del vapor, régimen de revoluciones del motor, potencia mecánica desarrollada, entre otros.

Además, el estudio térmico de la evolución del vapor dentro del cilindro, el comportamiento mecánico y la transformación del movimiento rectilíneo alternativo del pistón en movimiento circular del cigüeñal se realiza en Simusol, concatenando ambos modelos en un único programa.

El software fue creado inicialmente para la simulación de diferentes sistemas físicos, basado en la analogía eléctrica de los diferentes sistemas (Saravia et al., 2007). En particular, es capaz de simular sistemas térmicos, mecánicos y eléctricos, lo cual es

necesario en este caso. Funciona bajo el sistema operativo Linux bajo licencia GPL, por lo que es un programa de fuente libre y distribución gratuita.

### 3.2. Antecedentes

Según la British Petroleum Company (2016), las fuentes de energía renovable empleadas para la generación de potencia han aumentado en un 15% en el año 2016, ligeramente inferior al 15.9% promedio de los últimos 10 años. Globalmente, la generación de potencia en base solar creció un 32% al mismo tiempo que los proyectos de generación de vapor en plantas solares de concentración han aumentado significativamente, con más de 300 plantas en el mundo en diferentes estados de desarrollo (CSP Today). Todas ellas emplean turbinas en el bloque de potencia.

En 1981, se empleó un motor a vapor para la conversión termo energética en la primera planta solar montada en Australia en la ciudad de White Cliffs en Nueva Gales del Sur (Prasad, 1993), abasteciendo de energía eléctrica al hospital local, escuela, correo y 12 hogares (Kaneff, 1991; Dalitz, 2006). Actualmente existe otro proyecto en el que se emplean motores de vapor, en combinación con una turbina para la generación de energía eléctrica, en Perú. Dicho proyecto es llevado a cabo por la empresa Dessau S&Z S.A. ([www.dessausz.com](http://www.dessausz.com)) y el mismo consta de una planta cilindro-parabólica con almacenamiento térmico en vapor presurizado. La generación de potencia se produce mediante dos motores a vapor, uno de alta y otro de baja presión; este último seguido una turbina de baja presión, en un esquema mostrado en la figura 3.1.

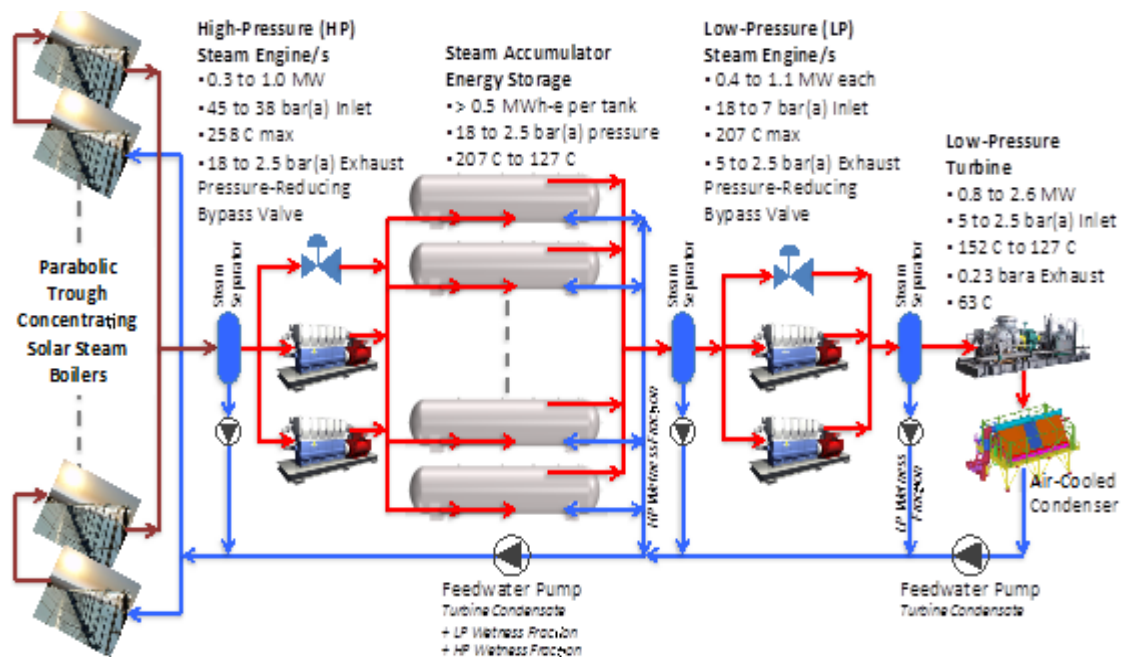


Figura 3.1. Esquema de planta de generación eléctrica propuesta por la empresa consultora Dessau S&Z S.A.

La búsqueda de tecnologías óptimas para la conversión termo energética data desde varias décadas atrás. Brad et. al (1991) estudiaron las diferentes tecnologías, como ser turbinas, compresores a tornillo, y motores Vankel a vapor, analizando parámetros

como potencia mecánica, velocidad de giro, diámetro específico y velocidad específica. Como resultado de esta investigación, un mayor rendimiento se denotó en las turbinas para su uso con vapor, pero con mayores pérdidas en la transmisión de conexión al sistema de generación eléctrica. Esto causa mayores pérdidas en la energía disponible para la conexión a red así como el aumento de los costos. Para bajas revoluciones, a igualdad de potencia, los motores a vapor necesitan construirse en grandes dimensiones comparadas con otras tecnologías pero son menos sensibles a la presencia de gotas de agua en el vapor de alimentación que las turbinas. En este escenario, las turbinas no deberían usarse en sistemas de pequeña escala de generación debido a su complejidad y costo (Qiu et. al, 2011). Consiguientemente, la mayoría de los investigadores han buscado detectar diferentes tecnologías de expansión para resolver los problemas de eficiencia (Imran et. al, 2016). Los expansores volumétricos más alternativos son de pistón, tornillo, espiral y generador turbo hermético (Wang et. al, 2011; Declaye et. al, 2013, Subiantoro et. al, 2013; Bouvier et. al, 2016; Miao et. al, 2015).

En sistemas de aprovechamiento a pequeña escala (potencias inferiores a 50 kW), los motores de vapor han ganado importancia debido a simplificaciones en la arquitectura de los mismos y a las mejoras en los diseños de las válvulas de distribución del vapor. En este sentido, Badami y Mura (2009) diseñaron un ciclo de vapor Rankine de desechos de madera a pequeña escala con una máquina de vapor alternativa y estudiaron sus principales características y rendimiento operativo. Llegaron a la conclusión de que la estrategia de control por velocidad variable sería la mejor solución teniendo en cuenta el equilibrio entre la eficiencia y la complejidad. En esta línea de investigación, Chan et. al (2013) estudiaron y compararon las diferentes tecnologías a baja temperatura más adecuadas para el aprovechamiento de energía térmica residual, enfocándose en el calor de baja entalpía, incluidas las bombas de calor químicas, como así los ciclos de adsorción y absorción para enfriamiento y calefacción; y ciclos termodinámicos, como el ciclo de Rankine Orgánico (RO), el ciclo de Rankine Supercrítico (SRC) y el ciclo trilateral (TLC), determinando que tanto los SRC como los TLC poseen potencialidad para mejores rendimientos de energía y de exergía para producir electricidad.

En cuanto a motores impulsados por aire comprimido, la simulación computacional de un motor de simple válvula ha sido propuesta por Zhang et al. (2016) en la que se estudiaron en detalle el rendimiento del motor, el mecanismo de pérdida de flujo y la estructura del flujo de aire interno. En el cilindro, la presión y la temperatura se analizaron a través de la simulación, donde se mostraron la estructura y las características del flujo. Los resultados de este trabajo muestran que la velocidad de flujo es muy alta debido a la diferencia de presión durante el período de admisión de aire y que causa un fuerte vórtice dentro del cilindro, lo que ocasiona una gran pérdida de presión total. Un trabajo reciente presentado por Tenissara et al. (2018) sobre la simulación, construcción y evaluación de un motor a pistón Diesel adaptado de bajo costo cuyo fluido de trabajo es aire comprimido para la generación, muestra que puede funcionar a presiones en un rango de 1 a 10 bares. Este trabajo tiene 3 contribuciones: modelado matemático, diseño del expansor y la evaluación que muestra que para



relaciones de presión 3, 4 y 5 a una velocidad promedio de 683 rpm (velocidad óptima), las potencias son 160 W, 257 W y 431 W, respectivamente.

Willich et al. (2017) presentaron un estudio computacional fluido-dinámico de las pérdidas termodinámicas asociadas con la transferencia de calor, mediante el software OpenFOAM considerando un mecanismo convectivo y conductivo para las pérdidas térmicas a través de las paredes. La mayoría de los artículos encontrados en la literatura incluyen la simulación y prueba de motores Stirling con diferentes fuentes de energía para su funcionamiento (Aksoy et. al, 2015). Además, no se encontraron estudios y simulaciones numéricas en motores de vapor de doble efecto conectados a sistemas de concentración lineal del tipo Fresnel a pequeña escala en la literatura disponible.

En este capítulo se propone un modelo que permite conocer el comportamiento del motor a de vapor, tanto computacional como experimentalmente. Esta propuesta permitirá optimizar el uso del recurso solar para la generación de vapor utilizando la tecnología Linear Fresnel a pequeña escala.

### 3.3. Modelo

El vapor fluye desde el concentrador Fresnel lineal alternativamente hacia cada cilindro del motor, de tal modo que mientras en uno se produce la carrera de admisión, en el otro ocurre la carrera de escape. La entrada y salida alternativa del vapor se logra de manera automática por la misma máquina a través de la válvula de distribución. El mecanismo está dispuesto de tal manera que los procesos que ocurren dentro de los cilindros del motor son periódicos. Por lo tanto, el tiempo de duración de ingreso y egreso del vapor es controlado por una válvula a pistón, o sistema de distribución, que se mueve por efecto de una leva solidaria al volante de inercia y una biela, de tal manera que existe un desfase de  $90^\circ$  geométricos entre el movimiento del eje de pistón y de la válvula distribuidora. Este movimiento permite obstruir en avance la salida de vapor durante la carrera de escape para dar comienzo a la carrera de compresión mientras el pistón se mueve hacia el espacio muerto superior (o inferior).

Las ecuaciones termodinámicas aquí empleadas contemplan conceptos de entalpia, energía interna, trabajo mecánico, presión y densidad, cuyos valores instantáneos dependen de la temperatura y de la fracción de vapor, calidad o título. La dependencia con la temperatura se establece a través de polinomios de sexto orden obtenidos a partir de las tablas de propiedades termodinámicas del agua para condiciones de vapor saturado. Se pueden relacionar las variables con la posición del cigüeñal, dado que las ecuaciones mecánicas y las termodinámicas dependen de la posición angular, la cual se determina mediante las ecuaciones de la mecánica Newtoniana, así como también la posición del pistón en su desplazamiento lineal.

#### 3.3.1. Modelo térmico

Se considera como fluido caloportador al vapor de agua saturado y se desprecia el intercambio de materia con el exterior a través de los sellos prensa-estopas del equipo a

simular, las pérdidas por condensación en las paredes internas de cilindro y las pérdidas por laminación y turbulencia en la cámara de distribución del vapor.

En primera instancia, se estudia el ingreso del vapor a la cámara del pistón no considerando las pérdidas de carga en la admisión, luego la expansión seguida de la carrera de escape y finalmente la compresión del vapor residual dentro de los cilindros.

#### *Ingreso del vapor en el cilindro*

Se plantea el siguiente modelo físico a fines de describir el proceso de ingreso del vapor saturado a la cámara de expansión. El cilindro contiene una cantidad de masa inicial de vapor, a la cual llamamos  $m_0$  correspondiente a un volumen  $V_0$  dado por la posición inicial del pistón  $y_0$ .

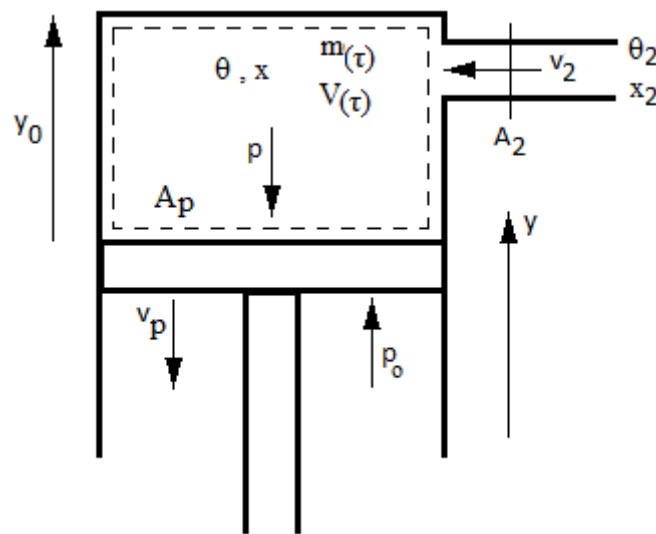


Figura 3.1. Esquema de cabezal motor

La presión del vapor  $p$  es función de la temperatura. Si consideramos al vapor que ingresa y se expande dentro del cilindro como una mezcla de agua líquida y agua en estado gaseoso, la densidad en la admisión estará en función de la temperatura y del título.

$$\delta_2 = \delta_l(\theta)(1 - x) + \delta_g(\theta)x \quad 3.1$$

Dónde

$\delta_l(\theta)$  es la densidad de la fase líquida.

$\delta_g(\theta)$  es la densidad de la fase gaseosa, para una determinada temperatura  $\theta$ .

$x$  es el título o fracción de vapor.

Dado que la sección del pistón, sobre la cual actúa la presión del vapor, es constante, el volumen será función del desplazamiento  $y$ .

$$V(\tau) = A_p (y_0 - y(\tau)) \quad 3.2$$

Con  $A_p$  sección del pistón e  $y_{(\tau)}$  es el desplazamiento del mismo. La velocidad del émbolo, en el descenso, estará dada por:

$$v_p = -\frac{dy_{(\tau)}}{d\tau} \quad 3.3$$

Considerando que el flujo másico en la admisión al motor es constante, estará dado por la siguiente expresión.

$$\frac{dm}{d\tau} = \delta_2 v_2 A_2 \quad 3.4$$

Siendo  $v_2$  la velocidad con la que ingresa el vapor al cilindro y  $A_2$  el área de la lumbrera de ingreso. La masa total, conforme transcurre el tiempo, será:

$$m_{(\tau)} = \int_{\tau_0}^{\tau} (\delta_2 v_2 A_2) d\tau = \delta_2 v_2 A_2 \tau + m_0 \quad 3.5$$

La densidad del vapor depende de la temperatura y de la fracción de vapor, se puede expresar por la siguiente igualdad.

$$\frac{m_{(\tau)}}{V_{(\tau)}} = \delta_l(\theta)(1-x) + \delta_g(\theta)x = \delta_l(\theta) + \Delta\delta_{gl}(\theta)x \quad 3.6$$

$$\text{Con } \Delta\delta_{gl}(\theta) = \delta_g(\theta) - \delta_l(\theta)$$

Haciendo uso de las ecuaciones 3.2 y 3.5, la densidad del vapor es:

$$\frac{m_{(\tau)}}{V_{(\tau)}} = \frac{\delta_2 v_2 A_2 \tau + m_0}{A_p (y_0 - y_{(\tau)})} \quad 3.7$$

Las ecuaciones diferenciales que gobiernan el progreso horario de la temperatura  $\theta$  y la fracción de vapor o título  $x$ , se obtienen del balance energético dentro del recinto demarcado por la línea a trazos en la figura 3.1.

$$\frac{d}{d\tau} (m_{(\tau)} u_{(\theta,x)}) = \delta_2 v_2 A_2 h_{(\theta_2, x_2)} + p_2 A_p v_p - Q_{l-adm} \quad 3.8$$

$$Q_{l-adm} = (\theta - \theta_e) \left[ \frac{2\pi(y_0 - y)}{\left( \frac{\frac{4}{d_i}}{h_c} + \frac{\frac{1}{k}}{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)} + \frac{\frac{1}{k_a}}{\ln\left(\frac{D_o}{d_o}\right)} \right)} + \frac{k_i A_p}{e} \right] \quad 3.9$$

Donde  $p_2$  es la presión de admisión,  $A_p$  es el área del émbolo,  $v_p$  la velocidad del pistón,  $u$  y  $h$  son la energía interna y entalpía del vapor.  $Q_{l-adm}$  contempla las pérdidas por conducción y por convección, donde  $d_i$  y  $d_o$  son los diámetros internos y externos del cilindro, respectivamente,  $D_o$  es el diámetro externo de la capa aislante del cabezal motor,  $h_c$  es el coeficiente convectivo,  $k$  y  $k_a$  son las conductividades térmicas del acero y la capa aislante, respectivamente,  $e$  es el espesor de la pared del cilindro y  $\theta_e$  la temperatura ambiente. Siguiendo con el planteo matemático a partir de la ecuación 3.8, para el primer miembro se tiene la siguiente igualdad de derivadas.

$$\frac{d}{d\tau} (m_{(\tau)} u_{(\theta,x)}) = \frac{dm_{(\tau)}}{d\tau} u_{(\theta,x)} + m_{(\tau)} \frac{du_{(\theta,x)}}{d\tau} \quad 3.10$$

- Cálculo de  $\frac{d}{d\tau} u_{(\theta(\tau),x(\tau))}$

$$u_{(\theta, x)} = u_l(\theta) (1 - x) + u_g(\theta) x = u_l(\theta) + \Delta u_{gl}(\theta) x \quad 3.11$$

Derivando respecto al tiempo, obtenemos lo siguiente.

$$\frac{d}{d\tau} u_{(\theta(\tau), x(\tau))} = \frac{du_l}{d\theta} \frac{d\theta}{d\tau} + \frac{d\Delta u_{gl}}{d\theta} \frac{d\theta}{d\tau} x + \Delta u_{gl}(\theta) \frac{dx}{d\tau} \quad 3.12$$

Reemplazando esta expresión en la ecuación 3.10 y combinando con 3.8 se tiene que:

$$\begin{aligned} \frac{dm_{(\tau)}}{d\tau} u_{(\theta,x)} + m_{(\tau)} \left[ \frac{du_l}{d\theta} + \frac{d\Delta u_{gl}}{d\theta} x \right] \frac{d\theta}{d\tau} + m_{(\tau)} \Delta u_{gl}(\theta) \frac{dx}{d\tau} = \\ = \delta_2 v_2 A_2 h_{(\theta_2, x_2)} + p_2 A_p v_p - Q_{l-adm} \end{aligned} \quad 3.13$$

La ecuación 3.6 liga la temperatura  $\theta$  con el título  $x$ . Derivamos respecto al tiempo ésta ecuación.

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\tau} \left( \frac{m_{(\tau)}}{V_{(\tau)}} \right) &= \frac{d}{d\tau} (\delta_l(\theta) + \Delta \delta_{gl}(\theta) x) = \frac{d\delta_l}{d\theta} \frac{d\theta}{d\tau} + \frac{d\Delta \delta_{gl}}{d\theta} \frac{d\theta}{d\tau} x + \Delta \delta_{gl}(\theta) \frac{dx}{d\tau} = \\ &= \left[ \frac{d\delta_l}{d\theta} + \frac{d\Delta \delta_{gl}}{d\theta} x \right] \frac{d\theta}{d\tau} + \Delta \delta_{gl}(\theta) \frac{dx}{d\tau} = \frac{d}{d\theta} [\delta_l + \Delta \delta_{gl} x] \frac{d\theta}{d\tau} + \Delta \delta_{gl}(\theta) \frac{dx}{d\tau} \\ \rightarrow \frac{dx}{d\tau} &= \frac{1}{\Delta \delta_{gl}(\theta)} \left[ \frac{d}{d\tau} \left( \frac{m_{(\tau)}}{V_{(\tau)}} \right) - \frac{d\theta}{d\tau} \frac{d}{d\theta} \left( \frac{m_{(\tau)}}{V_{(\tau)}} \right) \right] \end{aligned} \quad 3.14$$

Reemplazando  $dx/d\tau$  en 3.13.

$$\begin{aligned} \frac{dm_{(\tau)}}{d\tau} u_{(\theta,x)} + m_{(\tau)} \left[ \frac{du_l}{d\theta} + \frac{d\Delta u_{gl}}{d\theta} x \right] \frac{d\theta}{d\tau} + \\ + m_{(\tau)} \Delta u_{gl}(\theta) \left[ \frac{1}{\Delta \delta_{gl}(\theta)} \left[ \frac{d}{d\tau} \left( \frac{m_{(\tau)}}{V_{(\tau)}} \right) - \frac{d\theta}{d\tau} \frac{d}{d\theta} \left( \frac{m_{(\tau)}}{V_{(\tau)}} \right) \right] \right] = \\ = \delta_2 v_2 A_2 h_{(\theta_2, x_2)} + p_2 A_p v_p - Q_{l-adm} \end{aligned} \quad 3.15$$

Las expresiones 3.13 y 3.15 forman el sistema de ecuaciones diferenciales que se debe resolver para obtener la variación horaria de la temperatura  $\theta$  y el título  $x$ .

La ecuación 3.15 en su primer miembro, tercer término, contiene la derivada temporal de la densidad  $\frac{d}{d\tau} (m_{(\tau)} / V_{(\tau)})$ . Recordando la ecuación 3.7, esta derivada se puede desarrollar como sigue.

$$\frac{d}{d\tau} \left( \frac{\delta_2 v_2 A_2 \tau + m_0}{A_p (y_0 - y_{(\tau)})} \right) = \frac{\delta_2 v_2 A_2 A_p (y_0 - y_{(\tau)}) - A_p (\delta_2 v_2 A_2 \tau + m_0) (-dy/d\tau)}{A_p^2 (y_0 - y_{(\tau)})^2} \quad 3.16$$

Otro término contenido en la ecuación 3.15 es la derivada de la densidad del vapor con respecto a la temperatura  $\frac{d}{d\theta} (m_{(\tau)} / V_{(\tau)})$ . La densidad y la temperatura están

relacionadas según un polinomio de sexto grado. Recordando la ecuación 3.6 tenemos entonces:

$$\frac{d}{d\theta} \left( \frac{m(\tau)}{V(\tau)} \right) = \frac{d}{d\theta} (\delta_l(\theta) + \Delta\delta_{gl}(\theta) x) = \frac{d\delta_l(\theta)}{d\theta} + \frac{d\Delta\delta_{gl}(\theta)}{d\theta} x + \Delta\delta_{gl}(\theta) \frac{dx}{d\theta} \quad 3.17$$

La variación temporal de la temperatura  $\theta$  en °C se obtiene de despejar su derivada  $d\theta/d\tau$  de la ecuación 3.15 e integrarla en el tiempo que dura la carrera de admisión.

$$\frac{d\theta}{d\tau} = \frac{\delta_2 v_2 A_2 h_{(\theta_2, x_2)} + p_2 A_p v_p - Q_{l-adm} - \frac{d}{d\tau} (m(\tau) u_{(\theta, x)}) - m \frac{\Delta u_{gl}}{\Delta\delta_{gl}} \frac{d}{d\tau} \left( \frac{m}{V} \right)}{m \left[ \frac{du_l}{d\theta} + \frac{d\Delta u_{gl}}{d\theta} x - \frac{\Delta u_{gl}}{\Delta\delta_{gl}} \frac{d}{d\theta} \left( \frac{m}{V} \right) \right]} \quad 3.18$$

Insertando esta expresión en la ecuación 3.14 se determina la derivada temporal del título de vapor  $dx/d\tau$ . En el mismo intervalo de tiempo, se realiza la integración para obtener  $x$ .

A efecto de simplificar el cálculo del título, se puede obtener este parámetro despejándolo de la ecuación 3.6 y combinando con la ecuación 3.7 se obtiene el siguiente desarrollo.

$$x = \frac{m(\tau)/V(\tau) - \delta_l(\theta)}{\Delta\delta_{gl}(\theta)} = \frac{\delta_2 v_2 A_2 \tau + m_0 - \delta_l(\theta) (y_0 - y(\tau)) A_p}{\Delta\delta_{gl}(\theta) (y_0 - y(\tau)) A_p} \quad 3.19$$

Para cada instante de tiempo se determina el valor de la temperatura y del título en forma simultánea y en base a estos dos parámetros, se podrán determinar todos los demás, como ser presión, densidades, energías interna, entropías, volumen específico, potencia desarrollada, pérdidas térmicas, etc.

#### *Expansión del vapor en el cilindro*

La carrera de expansión tiene lugar inmediatamente después de la carrera de admisión. El vapor realiza su trabajo a expensas de la presión y de la energía interna contenida en él. Las pérdidas térmicas se computan de igual manera que la carrera de admisión.

$$\frac{d}{d\tau} (m(\tau) u_{(\theta, x)}) = p A_p v_p + Q_{l-exp} \quad 3.20$$

Donde la pérdida de calor  $Q_{l-exp}$  se calcula con la ecuación 3.9. Nótese que en el balance energético de la ecuación 3.20 no se contempla el término que involucra al flujo de vapor dado que ya no hay ingreso del mismo. El trabajo es realizado por la expansión del vapor a expensas de la presión y de las pérdidas térmicas.

En un similar desarrollo del modelo para la expansión del vapor, la variación temporal de la temperatura está dada por la ecuación siguiente.

$$\frac{d\theta}{d\tau} = \frac{-m \left( \frac{\Delta u_{gl}}{\Delta \delta_{gl}} \right) \left( \frac{m v_p}{A_p (y_0 - y)^2} \right) + p A_p v_p - Q_{l-exp}}{m \left[ \left( \frac{du_l}{d\theta} + x \frac{d\Delta u_{gl}}{d\theta} \right) - \left( \frac{\Delta u_{gl}}{\Delta \delta_{gl}} \right) \delta_l + x \frac{d\Delta \delta_{gl}}{d\theta} \right]} \quad 3.21$$

El título del vapor para esta etapa puede ser calculado haciendo uso de la ecuación 3.19, la cual se muestra a continuación.

$$x = \frac{m_{(\tau)} / V_{(\tau)} - \delta_l(\theta)}{\Delta \delta_{gl}(\theta)} = \frac{\delta_2 v_2 A_2 \tau + m_0 - \delta_l(\theta) (y_0 - y_{(\tau)}) A_p}{\Delta \delta_{gl}(\theta) (y_0 - y_{(\tau)}) A_p}$$

Expresión que es válida a lo largo de todo el ciclo de operación del motor, ya que sólo involucra las densidades del agua en su mezcla de fases líquidas y vapor.

### *Carreras de escape y compresión*

En la etapa de escape, el vapor egresa desde el cilindro. Este ciclo es similar al de admisión sólo que el caudal de vapor posee circulación hacia la atmósfera, por lo cual el flujo de vapor se representa con signo negativo  $-\delta_4 v_4 A_2$ . Las ecuaciones de equilibrio para la temperatura y el título son las mismas a las de la etapa de admisión.

Llegando al final de la carrera de escape, la lumbrera correspondiente se cierra instantes antes de que el volante realice un giro completo, entonces el vapor residual dentro del cilindro es comprimido. El trabajo ejercido por el pistón sobre el vapor de agua modifica la energía interna, produciendo el aumento de presión y de temperatura. Esta etapa perdura hasta que la lumbrera de admisión se abre permitiendo el ingreso del vapor al cilindro, desde la fuente de presión, comenzando el ciclo nuevamente.

Las ecuaciones válidas para esta etapa son análogas a las de la etapa de expansión pero con el flujo cambiado de signo.

### *3.3.2. Consideraciones para el cilindro inferior*

En los puntos anteriores se desarrolló el modelo térmico para la simulación del comportamiento del vapor en el cilindro superior. Como se mencionó previamente, el motor está provisto de dos cámaras de expansión, una arriba y otra abajo del pistón. La diferencia entre ambas cámaras es que en el lado inferior el volumen efectivo es menor, por estar el eje vertical en unión con el pistón y es este quien transmite el movimiento alternativo hacia el conjunto biela – cigüeñal. Esta diferencia de volúmenes es aproximadamente un 2%, por lo que se puede despreciar.

Las ecuaciones térmicas planteadas hasta aquí son válidas para modelar el vapor que ingresa y egresa de la cámara inferior. La figura 3.2 muestra un esquema con los ángulos que marcan el principio de una etapa y comienzo de otra, dentro del ciclo de operación del motor.

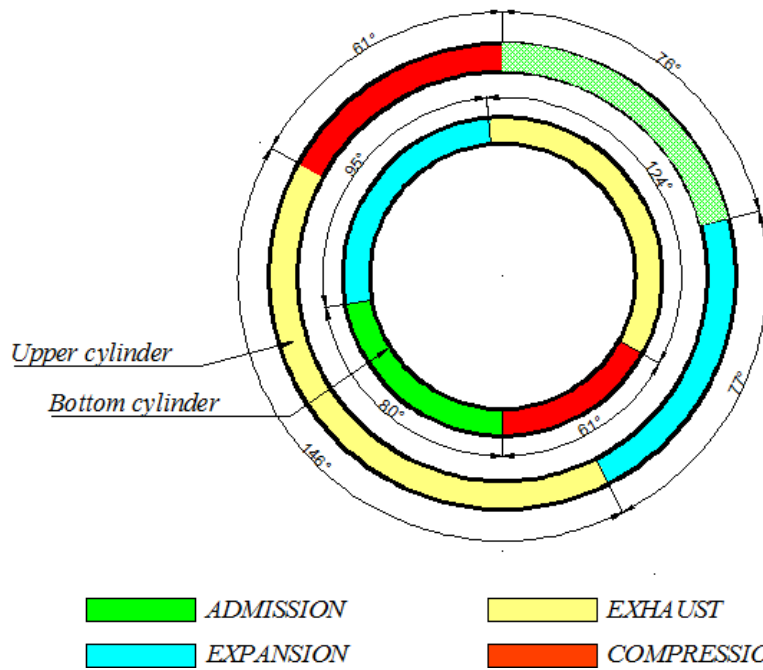


Figura 3.2. Ángulos de admisión, expansión, escape y compresión para ambos cilindros.

En función de este esquema, para demarcar las etapas de duración de cada ciclo, se elaboran tablas denominadas TP1, TP3, TP4 y TP5 dentro del modelo (figura 3.3).

Tabla P1	Tabla P3	Tabla P4	Tabla P5
0,1	0,0	0,0	0,0
105.7,1	105.7,0	153,0	153,0
105.7,0	105.7,1	153,1	299,0
360,0	153,1	299,1	299,1
	153,0	299,0	360,1
	360,0	360,0	360,0

Figura 3.3. Tablas de parámetros TP. Admisión (TP1), expansión (TP3), escape (TP4) y compresión (TP5).

La siguiente tabla muestra la duración en grados para cada etapa de operación de ambos cilindros.

Cilindro	Admisión	Expansión	Escape	Compresión
Superior	76°	77°	146°	61°
Inferior	80°	95°	124°	61°

Tabla 3.1. Ángulos de duración de cada etapa

Los valores mostrados en esta tabla se determinaron haciendo girar el volante de inercia manualmente y observando la salida del vapor a través de los conductos de purga del motor, para ambos cilindros.

### 3.3.3. Modelo mecánico

Resulta necesario describir el movimiento dinámico del sistema embolo – biela – cigüeñal para luego concatenar las ecuaciones mecánicas que rigen dicho movimiento con las ecuaciones termodinámicas desarrolladas anteriormente. Inicialmente se desprecian las pérdidas por rozamiento entre partes móviles asumiendo que las mismas

se encuentran correctamente lubricadas. Se despreciarán los efectos dinámicos dados por las aceleraciones de los componentes en movimiento, como ser biela, los cuales generan oscilaciones armónicas de tercer, quinto, séptimo, etc., orden. Tampoco se tendrá en cuenta el efecto resistivo originado por la componente horizontal de la fuerza impulsora  $F$  que presiona el pistón contra las paredes del cilindro.

Para el planteo de las ecuaciones que describen el movimiento del embolo y del cigüeñal, se propone el esquema de la figura 3.4.

La presión de vapor  $p$  actúa sobre la cara superior del pistón haciéndolo descender desde el PMI hasta el PMS, como contrapresión abajo del pistón se tiene la presión  $p_o$  del vapor en el cilindro inferior. La fuerza impulsora  $F$  se debe a la presión y se transmite a través de la biela dando el torque que hace girar al mecanismo. A su vez, la variación de la fuerza  $F$  dependerá de la variación de la presión de vapor  $p$ . Esta presión se obtiene en la simulación termodinámica antes vista y depende de la temperatura del vapor y de la *resistencia* del sistema a moverse.

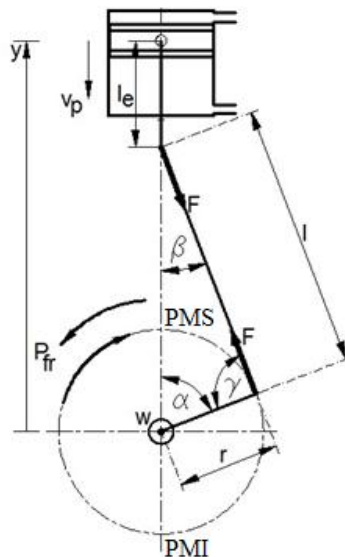


Figura 3.4. Esquema de motor.

El pistón se mueve verticalmente de manera alternativa con velocidad  $v_p$  siendo  $y$  la posición del mismo en todo instante. El cigüeñal experimenta un movimiento circular de velocidad angular  $w = d\alpha/dt$  tomándose como sentido positivo el de las agujas del reloj.

La posición del cigüeñal estará dada por su longitud  $r$  y el ángulo  $\alpha$  medido respecto la vertical. El ángulo  $\beta$  se conoce como *ángulo de biela* y oscila entre valores de  $\pm 23^\circ$  aproximadamente, para el motor en cuestión. El ángulo  $\gamma$  es aquel existente entre la fuerza impulsora  $F$  y el brazo del cigüeñal.

El motor posee un eje vertical de longitud  $l_e$  el cual trasmite el movimiento alternativo hacia la biela, cuya longitud es  $l$ . La relación  $r/l = \lambda$  es un parámetro característico del motor y en nuestro caso vale 0,39. La variación de este parámetro tiene influencia sobre el comportamiento dinámico, la eficiencia volumétrica y la eficiencia térmica.



Se incorpora al modelo mecánico el par de freno  $P_{fr}$  el cual representa el torque opositor dado por la reacción del inducido si se acopla el motor directamente al generador sincrónico o bien, el torque en punta de eje de la transmisión mecánica multiplicadora. Independientemente de qué se conecte en el eje rotativo del motor, se considera al par opositor actuando en dicho eje. Este par, en producto con el régimen de velocidad angular, dará la potencia mecánica efectiva que es capaz de desarrollar el motor a vapor.

Con respecto al grado de expansión, muchos autores han definido a este parámetro de diferentes maneras. Los primeros manuales de motores a vapor (Bahr y Herre, 1951) lo definen como la relación entre la carrera del pistón en el comienzo de la admisión y al final de la misma. Prasad (1993) y Jianquin et. al (2012) definieron al grado de expansión basándose en los volúmenes correspondientes al principio y al final de la carrera de expansión. Otros autores más recientes (Müller et. al, 2015; Du et. al, 2017) prefirieron definir a este coeficiente considerando las presiones correspondientes a cada posición del pistón. Todos estos autores concluyen en que los parámetros del motor, como por ejemplo, régimen de revoluciones, dimensiones de los cilindros e incluso el tiempo de duración de las diferentes etapas, repercuten en la potencia mecánica generada y a la eficiencia del motor en diferentes formas: mayores velocidades de giro, mayores grados de expansión e incluso la aislación térmica del cabezal motor mejoran la eficiencia de la máquina. Para una cierta velocidad de giro y dimensiones del cilindro, existe una configuración de tiempos admisión/escape que dan un coeficiente de expansión óptimo. Para el motor en estudio, estos coeficientes valen 2.3 y 2 para los cilindros superior e inferior, respectivamente

Según la figura 3.4, el triángulo formado por la coordenada  $y$ , la biela y el cigüeñal permite obtener la siguiente igualdad triangular.

$$\frac{y}{\sin \gamma} = \frac{r}{\sin \beta} = \frac{l}{\sin \alpha} \quad 3.22$$

La posición del émbolo, tomada desde el centro de giro del cigüeñal hasta el centro del perno de pistón, está dada por la ecuación 3.23.

$$y = l_e + l \cos(\beta) + r \cos(\alpha) \quad 3.23$$

Se busca expresar la posición del pistón en función del ángulo  $\alpha$  para lo cual se hace uso de la siguiente propiedad trigonométrica.

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \quad 3.24$$

De la ecuación 3.22 se puede relacionar  $\beta$  con  $\alpha$ .

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \alpha = \lambda \sin \alpha \quad 3.25$$

Combinando las ecuaciones 3.23, 3.24 y 3.25 se obtiene la expresión para la posición del embolo.

$$y = l_e + l \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} + r \cos(\alpha) \quad 3.26$$

La velocidad del pistón se obtiene directamente derivando la posición respecto del tiempo.

$$v_p = \frac{dy}{d\tau} = -l \left( \frac{\lambda^2 \sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right) w - r w \sin \alpha \quad 3.27$$

Considerando que  $\sin \alpha \cos \alpha = \sin 2\alpha$ , la velocidad  $v_p$  resulta:

$$v_p = \left( -l \frac{\lambda^2 \sin 2\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} - r \sin \alpha \right) w \quad 3.28$$

La aceleración lineal del pistón se consigue derivando la ecuación 3.28 respecto del tiempo, resultando la siguiente expresión.

$$\frac{dv_p}{d\tau} = \frac{-dw}{d\tau} \left( \frac{l \lambda^2 \sin 2\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} + r \sin \alpha \right) + r w^2 \left( \cos \alpha + \frac{2\lambda \cos 2\alpha \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} + \lambda^3 \sin 2\alpha \frac{\sin 2\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}}{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right)$$

Llamando...

$$A = \left( -\frac{l \lambda^2 \sin 2\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} - r \sin \alpha \right)$$

$$B = \left( r \cos \alpha + r \frac{2\lambda \cos 2\alpha \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} + \lambda^3 \sin 2\alpha \frac{\sin 2\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}}{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right)$$

Se tiene:

$$v_p = A w \quad 3.29$$

$$\frac{dv_p}{d\tau} = A \frac{dw}{d\tau} + B w^2 \quad 3.30$$

Las ecuaciones 3.28, 3.29 y 3.30 relacionan las magnitudes de traslación con las de rotación. De ésta manera es posible determinar el movimiento rectilíneo alternativo del pistón en base al movimiento circular del cigüeñal, y viceversa.

Se realiza el análisis dinámico del movimiento lineal y rotacional mediante el planteo de las ecuaciones de Newton con el fin de encontrar una expresión para  $dw/d\tau$ .

La ecuación del pistón de masa  $M$ , proyectada sobre el eje de movimiento del pistón:

$$M \frac{dv_p}{dt} = -Mg - (p - p_o)A_p - F \cos \beta \quad 3.31$$

Donde las fuerzas que actúan sobre el pistón son el peso  $Mg$ , la presión  $p$  del vapor del cilindro sobre su cara superior de área  $A_p$ , la contrapresión  $p_o$  ejercida desde abajo sobre la cara inferior del pistón y la fuerza reactiva  $F$  proyectada sobre el eje vertical.

La ecuación de giro del cigüeñal considera el momento generado por la fuerza  $F$ , la cual es negativa si se toma como sentido positivo el movimiento horario para el barrido del ángulo  $\alpha$ , teniéndose también el torque resistente  $P_{fr}$ .

$$I \frac{dw}{dt} = -y \text{ Sen} \beta F - P_{fr} \quad 3.32$$

Donde  $I$  reúne las propiedades inerciales del cigüeñal, volante, transmisión y rotor de generador sincrónico. Entre las ecuaciones 3.31 y 3.32, se puede eliminar la fuerza impulsora  $F$  cuyo valor se desconoce.

$$\frac{M \frac{dv_p}{dt} + Mg + (p - p_o) A_p}{\cos \beta} = \frac{I \frac{dw}{dt} + P_{fr}}{y \text{ Sen} \beta}$$

Recordando la ecuación 3.30, se tiene:

$$M \left( A \frac{dw}{d\tau} + B w^2 \right) + Mg + (p - p_o) A_p = \frac{\cos \beta}{y \text{ Sen} \beta} \left( I \frac{dw}{dt} + P_{fr} \right)$$

El paso que sigue es despejar  $dw/d\tau$  llegando a la siguiente expresión.

$$\frac{dw}{d\tau} = \frac{\frac{\cos \beta}{y \text{ Sen} \beta} P_{fr} - M B w^2 - M g - (p - p_o) A_p}{M A - \frac{\cos \beta}{y \text{ Sen} \beta} I} \quad 3.33$$

Integrando en el tiempo la ecuación 3.33 se tiene la velocidad angular  $w$  del cigüeñal. Luego, se reemplaza  $w$  en la ecuación 3.28 o 3.29 para obtener la velocidad del pistón  $v_p$ .

La potencia mecánica efectiva que desarrolla el motor a vapor y que es entregada en el eje del mismo se calcula mediante la expresión 3.34.

$$N_u = \eta_{mec} P_{fr} w \quad 3.34$$

$$\eta_{mec} = 9 \times 10^{-7} n^2 - 5.31 \times 10^{-4} n + 0.46 \quad 3.35$$

$\eta_{mec}$  es la eficiencia mecánica que considera las pérdidas por fricción debido al contacto superficial de las partes en movimiento. Su valor depende del régimen de revoluciones y fue determinado mediante ensayos en laboratorio (Dellicompagni et. al, 2015). Para cálculos prácticos, se puede considerar una eficiencia mecánica del 40%. Sin embargo, este valor es muy variable según el estado de lubricación de la máquina y la temperatura de sus componentes; las pérdidas por fricción aumentan con una pobre lubricación lo que conlleva a los elementos móviles a trabajar en un mayor estado térmico que el nominal de operación.

Las potencias de expansión en cada uno de los cilindros pueden determinarse mediante las ecuaciones 3.36 (superior) y 3.37 (inferior) en donde la fuerza resultante que realiza el trabajo útil estará dada por la diferencia de presiones que actúan sobre el pistón durante la carrera de expansión.

$$N_i = -(p - p_o) A_p v_p \quad 3.36$$

$$N_{io} = (p_o - p) A_p v_p \quad 3.37$$

El signo negativo de la ecuación 3.36 opera con el signo negativo de la velocidad que indica el descenso del pistón. El planteo matemático hasta la ecuación 3.37 se escribe en el programa *Día* (ver Anexo B).

### 3.4. Resultados de la simulación

El Simusol entrega como resultados aquellas variables definidas en el cuadro “resultados” mostrando una gráfica para cada una de ellas, o bien las mismas pueden mostrarse en la misma gráfica siempre y cuando los ejes sean los mismos para ambas variables. Además, el programa genera un archivo de extensión .simul que puede ser leído y editado con cualquier procesador de texto, preferentemente Excel o Libre Office. En este sentido, se puede obtener graficas de mejor calidad visual procesando los datos generados por Simusol.

Los valores de las condiciones iniciales para ejecutar la simulación se pueden asignar de manera libre y directa, por ejemplo, una temperatura inicial del cabezal motor  $P_{Thi}=90$  significa que el motor tuvo un precalentamiento de  $90^{\circ}\text{C}$  previo al arranque.

Como primer resultado se muestra la posición del pistón (figura 3.5), la cual está dada por la ecuación 3.26. Se observa su variación sinusoidal a una frecuencia de aproximadamente 290 oscilaciones por minuto (290 rpm). La posición inicial corresponde al pistón cerca del punto muerto superior y una posición angular del cigüeñal de  $40^{\circ}$  en adelante con respecto a la carrera de admisión, de esta manera se logra el arranque del sistema permitiendo el ingreso del vapor y su acción sobre el pistón. La carrera total del embolo es de 7 cm.

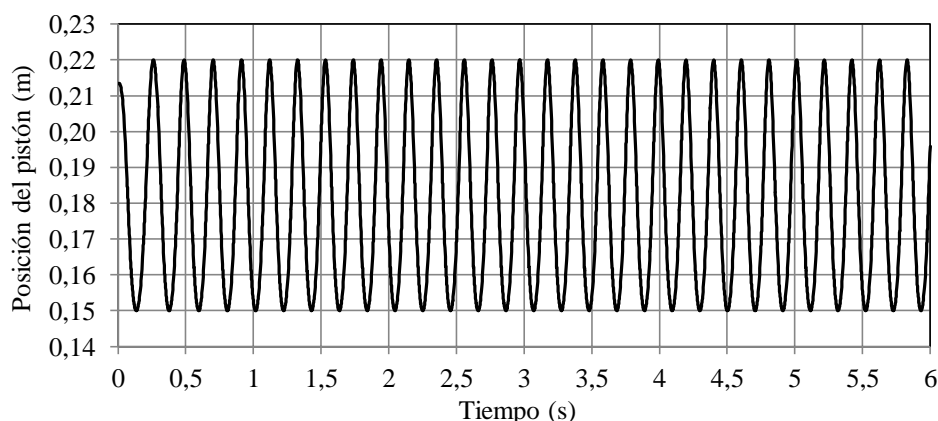


Figura 3.5. Posición del embolo conforme transcurre el tiempo.

La velocidad lineal del pistón está dada por la ecuación 3.28, también de índole sinusoidal y la misma se muestra en la figura 3.6. Valores ascendentes se corresponden con el pistón moviéndose hacia arriba y descendentes para el pistón moviéndose hacia abajo. Cabe notar que esta curva mantiene la frecuencia del desplazamiento y un

desfasaje temporal de  $90^\circ$ , lo cual indica un planteo correcto de las ecuaciones en la modelización del movimiento.

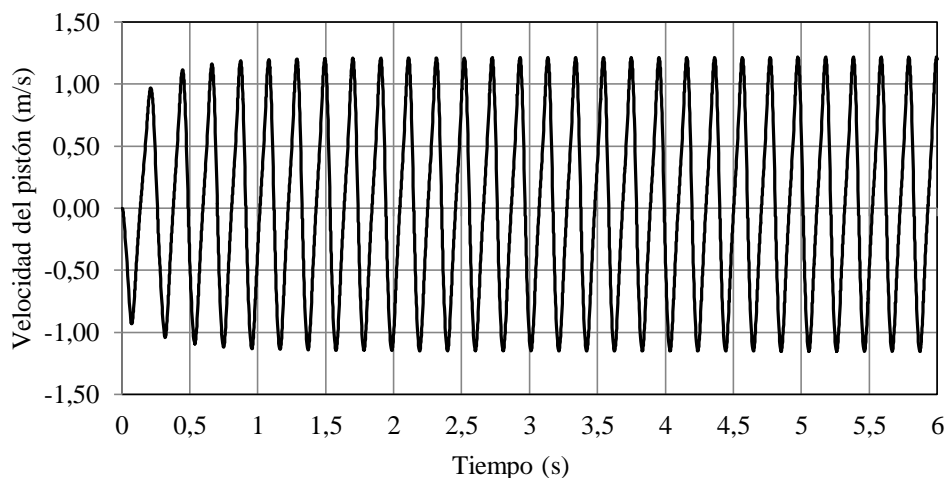


Figura 3.6. Velocidad del pistón conforme transcurre el tiempo.

El régimen de revoluciones por minuto es uno de los parámetros más importantes de la máquina porque de este dependerá la potencia disponible en el eje de la misma así como la frecuencia en la generación eléctrica para sistemas sin rectificación electrónica. La velocidad de giro del cigüeñal está representada por la figura 3.7. Puede verse que la forma de onda es oscilatoria. Los flancos crecientes se deben a la acción de la fuerza impulsora debida a la presión de vapor, lo que acelera el motor y los flancos decrecientes se deben a la ausencia de la misma. Se llega a un régimen de 290 rpm en promedio.

Puede verse que la frecuencia oscilatoria de la curva representativa de las rpm es del doble de la frecuencia con respecto a las curvas anteriores, esto se debe a que el vapor actúa alternativamente por encima y por debajo del pistón, acelerándolo dos veces por cada ciclo completo. Esto no quiere decir que el motor marcha a una mayor velocidad de giro, sino que las oscilaciones (aceleraciones/deceleraciones) se ven atenuadas permitiendo al motor girar en un régimen más regular con la ayuda también del volante de inercia, el cual trabaja absorbiendo éstas oscilaciones en la velocidad rotacional.

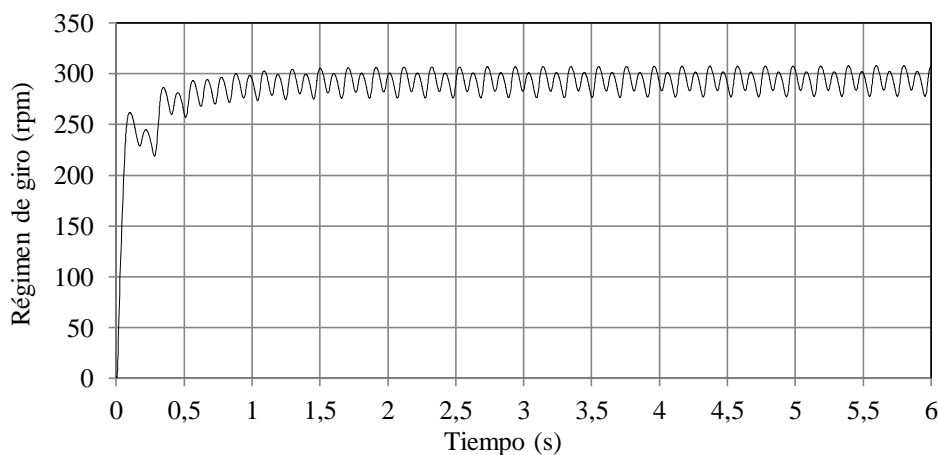


Figura 3.7. Régimen de revoluciones alcanzado por el motor.

En cuanto al desplazamiento volumétrico del embolo, la figura 3.8 muestra cómo es la variación del mismo en cada cilindro (PV: superior; PVo: inferior). Si bien las curvas presentan un cierto desfase en el eje de ordenadas, esto se debe a los espacios muertos asignados para cada cilindro, parámetro que puede variarse en la simulación dentro de ciertos límites. No obstante, el volumen total desplazado en toda la carrera del pistón para cada cilindro es de  $665.23 \text{ cm}^3$  (superior) y  $665.25 \text{ cm}^3$  (inferior).

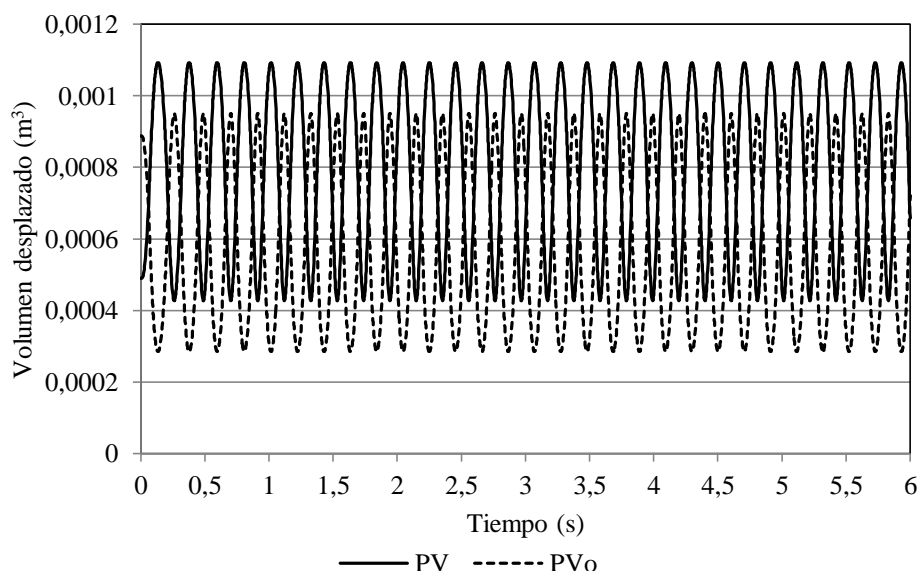


Figura 3.8. Variación del volumen desplazado por el pistón, para ambos cilindro.

El consumo total de vapor está dado por la ecuación 3.5, pero aplicada a ambos cilindros. Cabe observar que este consumo está asociado solamente al ingreso de vapor en cada uno de los cilindros, en las respectivas carreras de admisión. No están contemplados los consumos por condensación en las paredes del cilindro así como tampoco las pérdidas de vapor por los sellos o empaquetaduras en los ejes del pistón y la válvula de distribución. La sentencia que determina el consumo en kg/embolada es la siguiente:

$$Dpmco = TP1(Palgd) * Pfl2 + TP4(Palgd) * Pfo2$$

Donde la letra D es un operacional derivativo empleado en la programación y es interpretado por Sceptre como tal. Al colocar el operador D, significa que todo lo que se encuentra en el segundo miembro debe ser integrado en el tiempo y, como resultado de una integral, se debe definir la condición inicial. Para este caso, se definió una masa inicial  $Pmoin$  para el cilindro superior y una masa inicial nula para el cilindro inferior. TP1 y TP4 indican el tiempo de cálculo, que coinciden con el tiempo de duración para ambas admisiones en los cilindros dependiendo de la posición angular del cigüeñal  $Palgd$ , en los que se debe realizar la integración, o suma acumulada. El consumo de vapor total se muestra en la figura 3.9 de la cual se puede deducir que el consumo de vapor o caudal másico ronda los 1,5 kg/min.

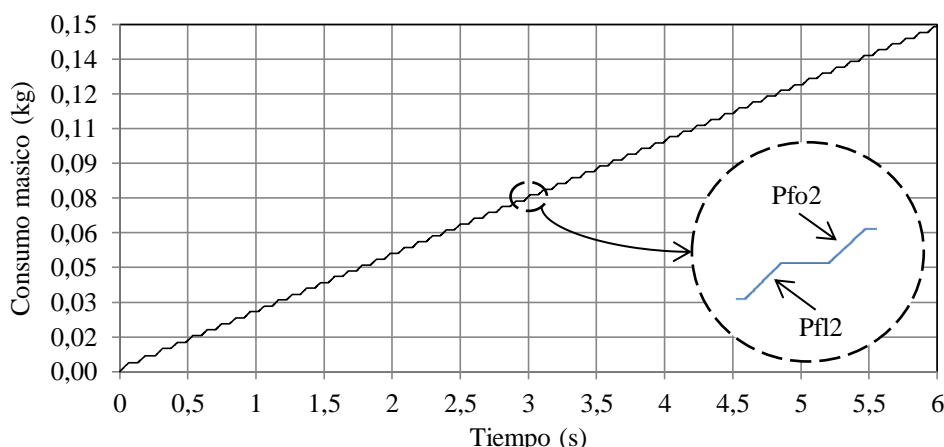


Figura 3.8. Consumo total de vapor.

Un cálculo más detallado del consumo de vapor considera tres factores principales: el consumo propio al desarrollo de potencia de expansión, la pérdida por condensación en las paredes del cilindro y las pérdidas de vapor-líquido a través de sellos y juntas. La ecuación 3.38 contempla estos factores que interfieren en el consumo (Bahr y Herre, 1951) en kg/min, para dos cilindros idénticos.

$$G_T = 2 n A l \left( \delta \frac{m+s'_1}{s} - 1,1\delta_0 \frac{m+s_k}{s} \right) + \delta \frac{a}{\sqrt{c_m}} \frac{N_i}{60} + 0,8 \left( \frac{8,8}{\sqrt{N_i * c_m}} + \frac{1}{2 * c_m} \right) \frac{N_i}{60} \quad 3.38$$

Dónde:

A: área de la cabeza del pistón, en m<sup>2</sup>.

l: carrera del pistón, en m.

δ: densidad del vapor a presión de admisión p, en kg/m<sup>3</sup>.

m: espacio muerto, en m.

s'<sub>1</sub>: carrera de admisión sin laminado, en m.

s: carrera total de embolada (s=l), en m.

δ<sub>0</sub>: densidad del vapor a la presión de escape p<sub>o</sub>, en kg/m<sup>3</sup>.

s<sub>k</sub>: carrera de compresión, en m.

n: régimen de giro del motor a vapor, en rpm.

c<sub>m</sub>: velocidad media del embolo, en m/s.

a: un coeficiente empírico, a=4 según la bibliografía citada.

δ: coeficiente empírico que depende de la relación carrera/diámetro, δ=0,82.

N<sub>i</sub>: es la potencia indicada del motor a vapor, en HP.

En la figura 3.9 pueden verse las temperaturas del vapor correspondiente al cilindro superior (PTe) y al cilindro inferior (PTo). Los picos iniciales se deben al efecto inercial de los componentes del motor en estado de reposo o bien de baja velocidad inicial atenuándose rápidamente hasta llegar al régimen de giro permanente en pocos segundos.

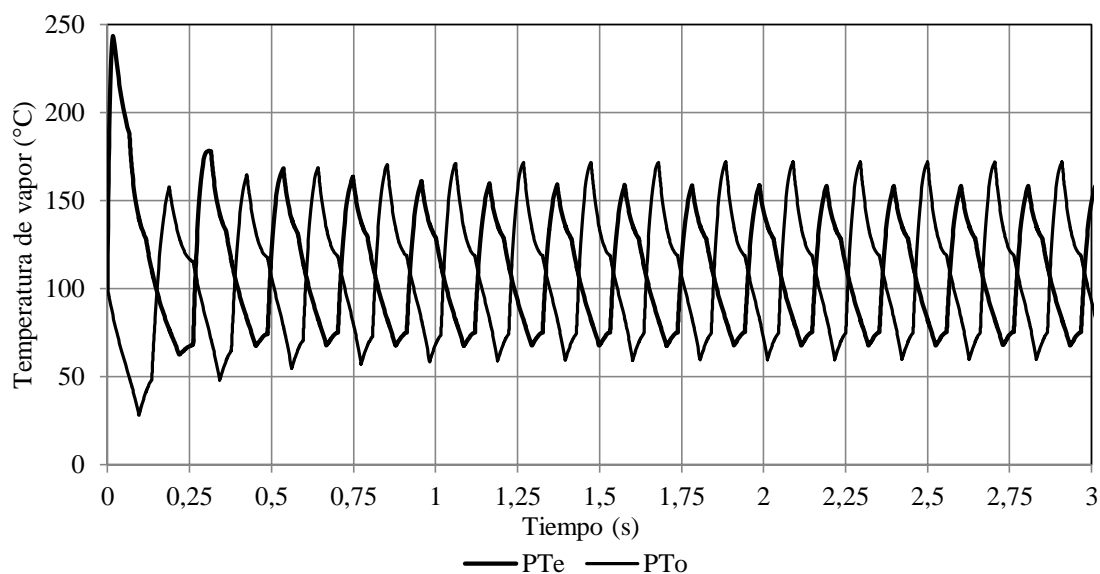


Figura 3.9. Evolución de la temperatura en el cilindro superior e inferior.

La temperatura del vapor dentro de las cámaras de expansión experimenta cambios en su valor conforme transcurre el tiempo y el proceso cíclico de operación de la máquina. Los flancos descendentes corresponden a los ciclos de admisión, expansión y escape, mientras que los flancos ascendentes se deben a la compresión del vapor residual, producida por el empuje del pistón en su carrera de retorno y al avance en el cierre de la válvula de escape. Este aumento de presión va siempre acompañado con el aumento de la temperatura.

La temperatura del vapor en ambos cilindros, para estas condiciones de trabajo, alcanza los 158 °C y 168 °C en el cilindro superior e inferior, respectivamente. La temperatura a las que se produce el escape para ambos cilindros superior e inferior son 70 °C y 60°. Esto se debe a que la presión de escape se encuentra por debajo de la presión atmosférica, como se ve en la figura 3.10. La simulación comienza con el pistón cerca del punto muerto superior, en dirección de descenso hasta el punto muerto inferior. Consecuentemente, el pico inicial de esfuerzo, al cual se asocia la elevada temperatura inicial en el cilindro superior, desciende en unos pocos ciclos hasta que el régimen permanente es alcanzado.

La diferencia entre los picos máximos de ambas presiones se debe a una diferencia en el *timing* de la válvula de distribución para las carreras de admisión y expansión en ambos cilindros, como se vio en la tabla 3.1.



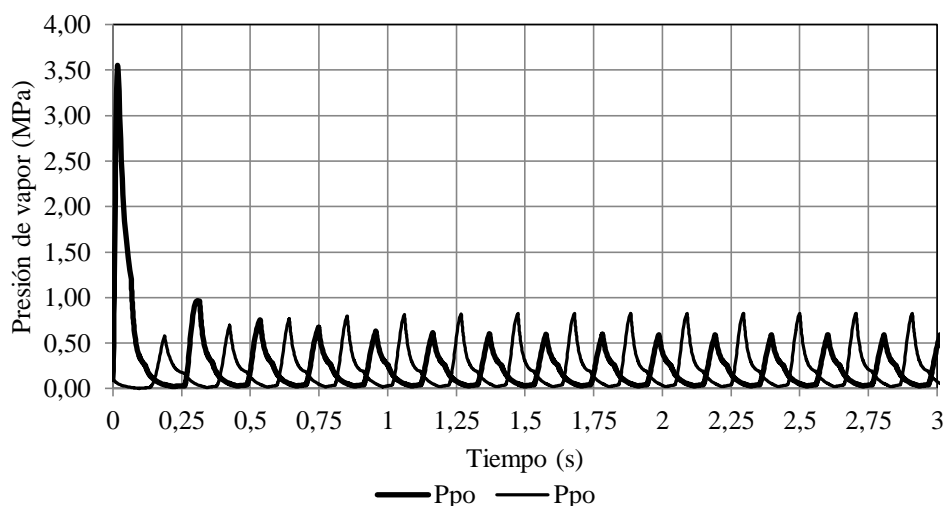


Figura 10.9. Presiones del vapor en los cilindros superior e inferior.

En la práctica, es de suma importancia que el vapor de alimentación sea de buena calidad, es decir de un título próximo a la unidad. La figura 3.10 muestra el resultado de la simulación para el título de vapor, observándose que el mismo varía conforme tienen lugar las distintas etapas del ciclo. En todos los casos el título alcanza un valor próximo a la unidad. Valores menores se logran al final de la etapa de expansión, cuando el vapor realizó trabajo y “se enfría”.

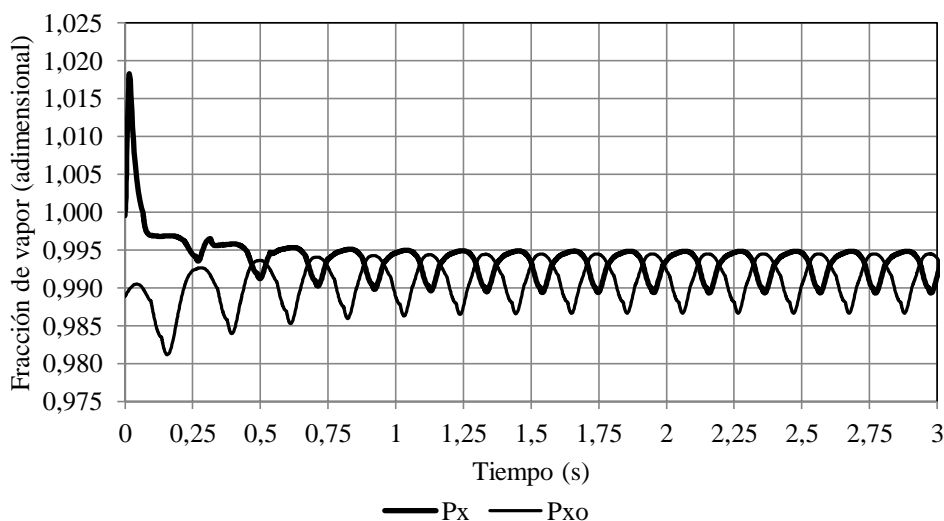


Figura 3.10. Fracción de vapor. Px, cilindro superior; Pxo cilindro inferior.

La potencia mecánica en el eje rotativo del motor estará dada por el producto entre el rendimiento mecánico, el torque resistente y la velocidad angular. El valor de este torque se introduce en la simulación aquí propuesta, de manera fija, por lo que si se desea saber qué sucede con los parámetros de operación del motor en condiciones de carga variable, se debe realizar una simulación computacional para cada estado de carga por separado.

La curva de la figura 3.11 responde a la potencia instantánea de la máquina, desarrollada para un momento torsor de 175 Nm. Puede verse que el comportamiento de dicha curva es similar al del régimen de rpm y que los picos máximos de potencia

desarrollada se corresponden al pico de esfuerzo mecánico transmitido a través de la biela. En figura 3.11 también se ve que la máquina desarrolla una potencia ligeramente por encima de los 2 kW en régimen permanente.

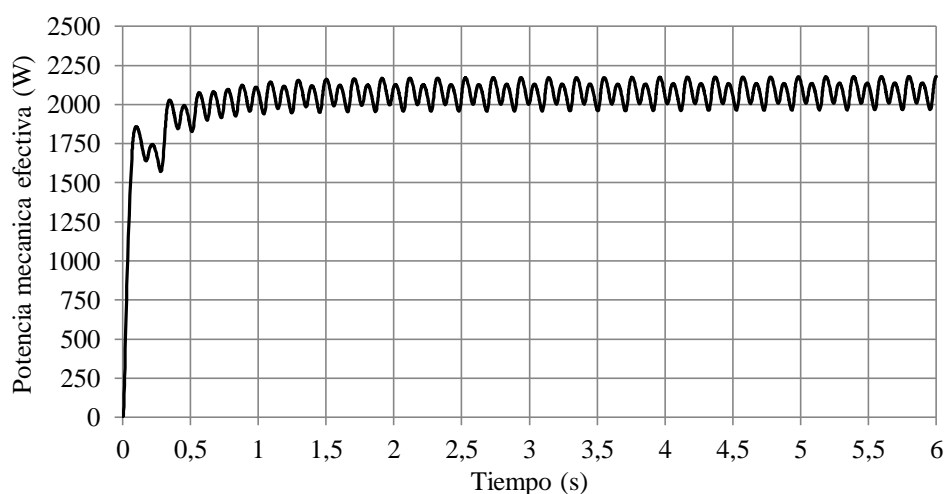


Figura 3.11. Potencia mecánica útil, disponible en el eje de rotación del motor.

Como se mencionó, Simusol permite obtener resultados de simulaciones mostrando los mismos en dependencia del tiempo, pero también es posible asociar una variable con otra. Esto se logra mediante un cuadro de dialogo llamado *agregar\_graficos* en el cual se escribieron las siguientes sentencias:

```
lineas grafpv=Simulado,Py:Pp
```

```
lineas grafpv=Simulado,Py:Ppo
```

La primera sentencia permite graficar la variación de la presión del cilindro superior acorde a la carrera del pistón y la segunda realiza la misma grafica mostrando la variación de la presión del cilindro inferior. Se logra trazar así el diagrama  $p$ - $y$  de la máquina para cualquier estado de carga y alimentación de vapor. No es más que el diagrama indicado Presión –Volumen del motor, en donde la variación volumétrica viene reflejada por la carrera del embolo afectada por la sección de los cilindros.

Se muestra en figura 3.12 el diagrama indicado obtenido con Simusol. En la misma se observa el pico inicial de presión y cómo el mismo se atenúa pasado el tercer ciclo de operación. Se hace más visible también que las carreras de escape ocurren a una presión muy por debajo de la atmosférica, lo cual resulta conveniente dado a que el área de los diagramas, que representan el trabajo mecánico neto, es mayor, por ende mayor eficiencia de la máquina.

La presión de admisión en el cilindro superior ocurre a los 0.67 MPa mientras que en el cilindro inferior a los 0.76 MPa, como se vio en la figura 10.9.

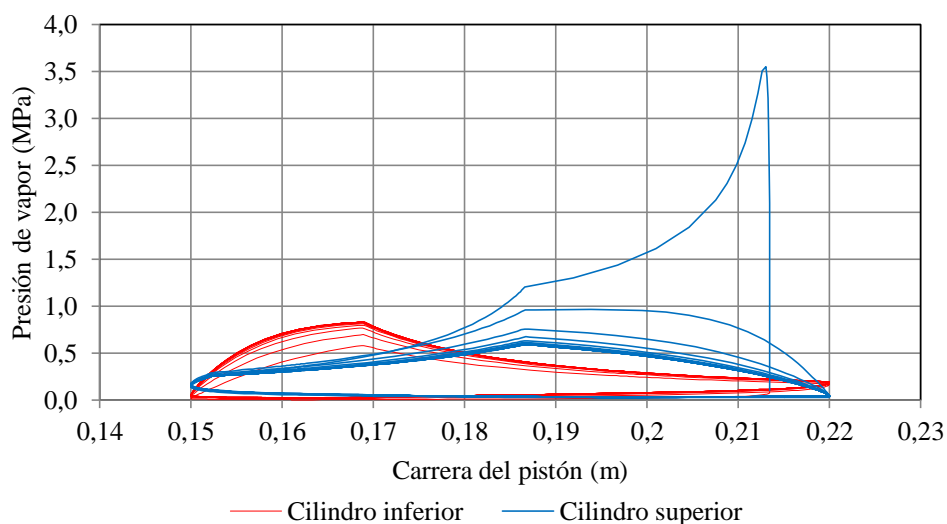


Figura 3.12. Diagramas indicados para ambos cilindros, con régimen de revoluciones de 290 rpm, carga mecánica 175 Nm y potencia de salida 2 kW.

La ecuación 3.35 expresa el rendimiento mecánico en función de las revoluciones por minuto del motor, la cual se determinó mediante mediciones en laboratorio y cuyo procedimiento se explicará en el capítulo 4. No obstante, cabe mencionar que dicha curva se obtuvo con el motor operando en diferentes regímenes de rpm y en un estado de lubricación óptima. Este rendimiento relaciona la potencia de expansión del vapor y la potencia efectiva en el eje. En figura 3.13 se muestra cómo varía el rendimiento hasta estabilizarse en un valor ligeramente superior a 38%.

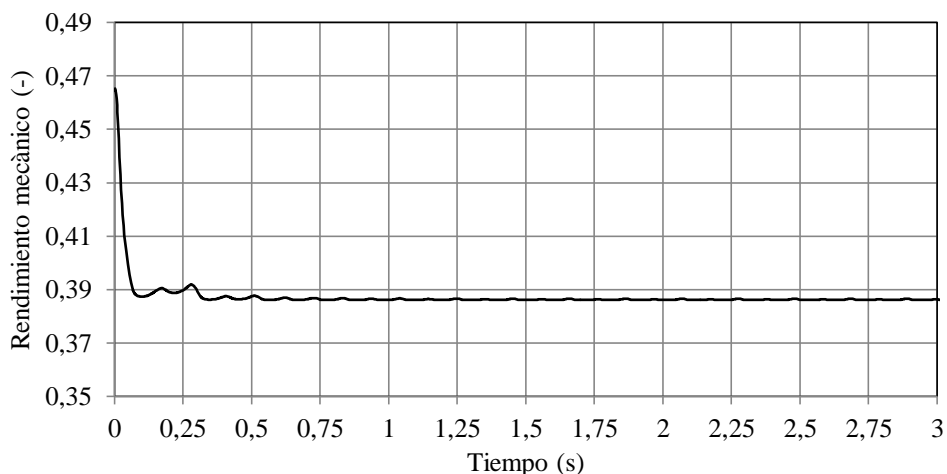


Figura 3.13. Rendimiento mecánico en régimen permanente de 290 rpm.

En cuanto a las potencias de expansión que desarrolla el vapor conforme ocurre la homónima carrera, las mismas se calculan con las ecuaciones 3.36 y 3.37 para el cilindro superior e inferior, respectivamente y se muestran en la figura 3.14 y 3.15. Se observa que para un régimen permanente, la máxima potencia instantánea tiene lugar junto con el pico de presión y de fuerza impulsora, llegando a valores que rondan los 6 kW.

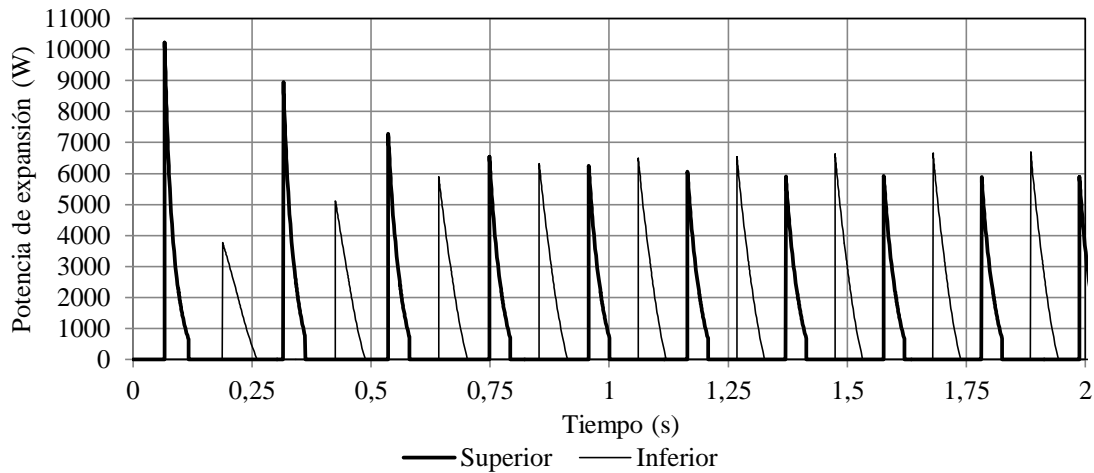


Figura 3.14. Potencias de expansión en cilindros.

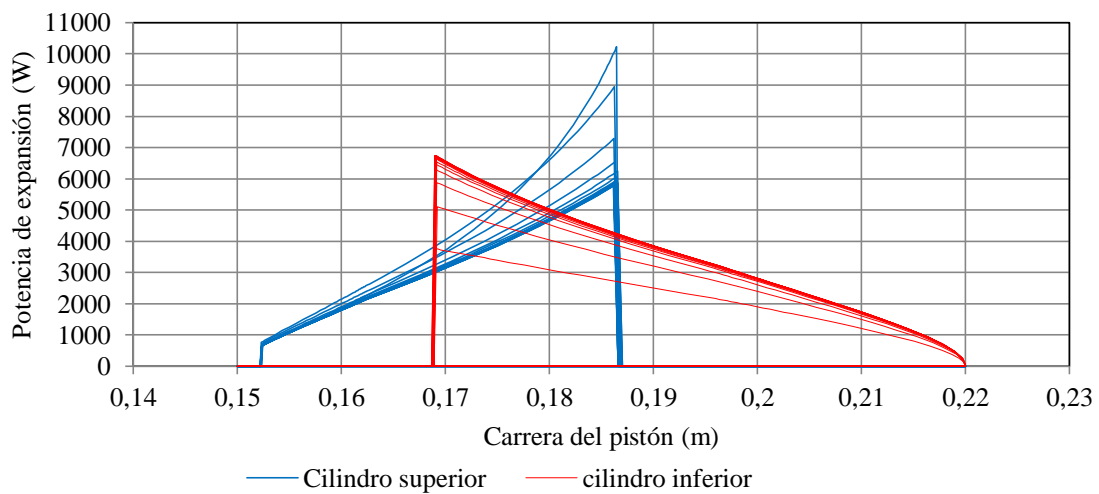


Figura 3.15. Potencias de expansión en cilindros

### 3.5. Análisis paramétrico

Ante la variación de las condiciones de carga en el eje mecánico, lo cual es muy común y está relacionado con las fluctuaciones en la carga eléctrica, resulta necesario adoptar ciertas estrategias de control de flujo de vapor para mantener el régimen nominal de revoluciones a un cierto torque y así poder entregar la potencia requerida por el sistema.

En esta sección se estudiará cómo varían ciertos parámetros del motor a vapor en dos escenarios: i) torque opositor o carga mecánica variable con rpm constante y ii) rpm variable con torque opositor constante. Se busca establecer estrategias de control mediante la regulación del caudal de vapor en la admisión del motor, así como en el escape.

#### 3.5.1. Torque opositor variable y régimen de rpm constante

En este escenario la carga mecánica en el eje varía en pasos de 25 Nm y se debieron ajustar los índices de velocidad de vapor Pv2, Pv4, Pv2o y Pv4o para cada torque debido a que un cambio en el régimen de carga mecánica demanda un cambio en el régimen de vapor que ingresa y egresa de la máquina, a efectos de mantener el régimen

de revoluciones dentro de valores aceptables para el funcionamiento del motor y la consecuente generación de energía eléctrica.

Dicho lo anterior, resulta necesario conocer la *curva de calibración* que gobierna la dependencia entre las velocidades del vapor de admisión y escape para ambos cilindros, con el torque o par resistivo en el eje mecánico. Estas curvas de calibración se muestran en la figura 3.16, donde:

- Pv2: Velocidad del vapor de admisión en el cilindro superior.
- Pv4: Velocidad del vapor de escape en el cilindro superior.
- Pv2o: Velocidad del vapor de admisión en el cilindro inferior.
- Pv4o: Velocidad del vapor de escape en el cilindro inferior.

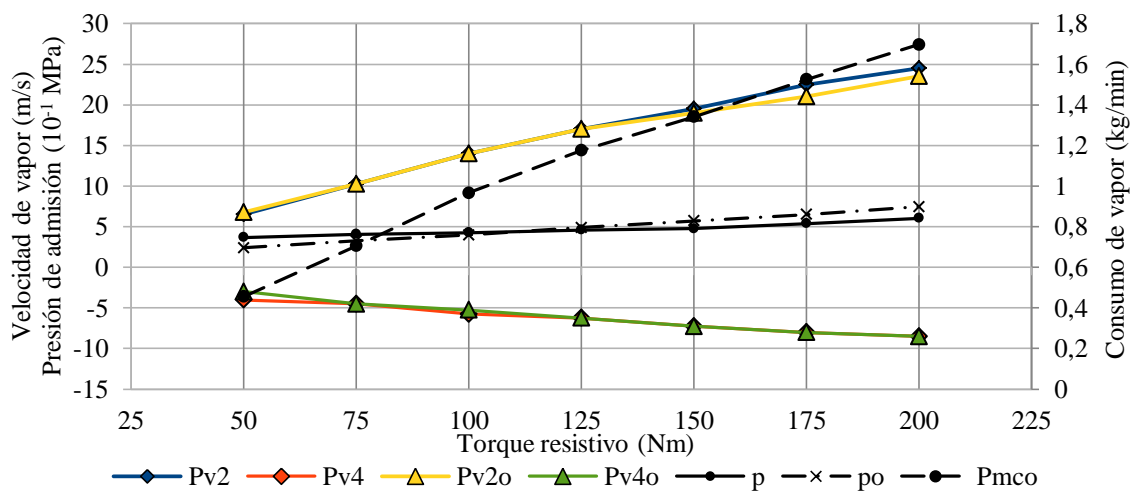


Figura 3.16. Curvas de ajuste de velocidades, presiones y consumo de vapor para torque variable y rpm constante.

En la tabla 3.2 se muestran los resultados de las simulaciones. Los parámetros de mayor interés son las velocidades de vapor Pv2, Pv4, Pv2o y Pv4o, el régimen de revoluciones Prpm, la potencia mecánica desarrollada Nu, y las presiones en el cilindro superior e inferior, p y po respectivamente así como las temperaturas de admisión  $\theta$  y  $\theta_o$ .

P <sub>fr</sub>	n	N <sub>u</sub>	p	p <sub>o</sub>	$\theta$	$\theta_o$	P <sub>mco</sub>	Pv2	Pv4	Pv2o	Pv4o
Nm	rpm	W	MPa		°C		kg/min	m/s			
50	261	530	0.37	0.24	135.24	126.40	0.46	6.50	-4.00	6.75	-3.00
75	281	850	0.41	0.32	139.03	135.39	0.70	10.25	-4.50	10.25	-4.50
100	291	1176	0.43	0.39	146.10	143.55	0.97	14.00	-5.75	14.00	-5.25
125	291	1412	0.46	0.48	147.37	157.05	1.17	17.00	-6.25	17.00	-6.25
150	290	1673	0.48	0.57	150.29	151.23	1.34	19.50	-7.25	19.00	-7.25
175	291	2057	0.54	0.65	154.77	162.02	1.52	22.50	-8.00	21.00	-8.00
200	291	2349	0.60	0.75	159.20	167.57	1.69	24.50	-8.5	23.50	-8.50

Tabla 3.2. Resumen de resultados de la simulación y velocidades de ajuste.

La figura 3.17 muestra las dependencias entre parámetros de ajuste de velocidad de vapor con respecto al par resistivo. En la misma se puede observar una clara tendencia en el incremento de las velocidades de admisión y escape conforme incrementa el

régimen de carga. Así mismo, si aumenta el torque y se incrementa el régimen de alimentación de vapor, la presión en los cilindros también aumenta.

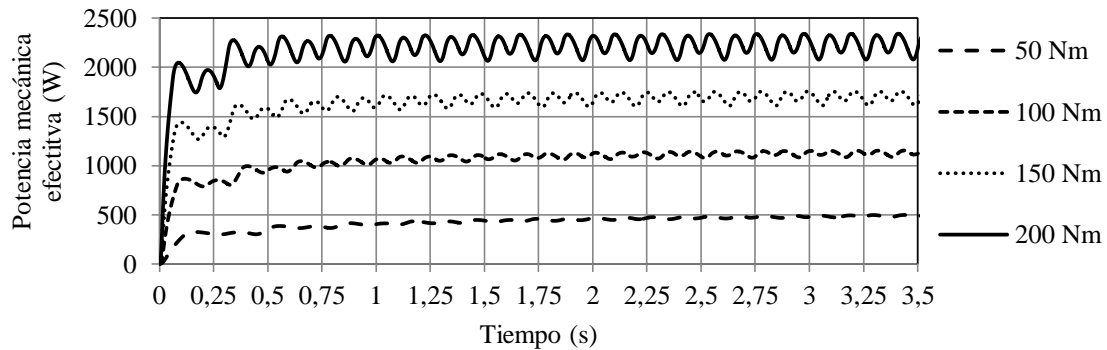


Figura 3.17. Potencia mecánica efectiva para diferentes cargas mecánicas en el eje del motor y régimen de 290 rpm.

La potencia mecánica útil disponible en el eje del motor también depende de la carga mecánica, como se muestra en la figura 3.17 en la cual el incremento de potencia acompaña al incremento de carga mecánica manteniendo el régimen de rpm constante.

La tabla 3.3 muestra las expresiones que rigen a las velocidades del vapor así como el consumo del mismo, para cada cilindro. Las mismas son regresiones generadas a partir de las curvas de velocidad de la figura 3.16.

Parámetro	Descripción	Ecuación de regulación	Coefficiente $R^2$
Pv2	Velocidad del vapor de admisión en el cilindro superior, m/s.	$Pv2 = -0.0001 P_{fr}^2 + 0.0978 P_{fr}$	0.9959
Pv4	Velocidad del vapor de escape en el cilindro superior, m/s.	$Pv4 = -0.0002 P_{fr}^2 + 0.1554 P_{fr}$	0.9943
Pv2o	Velocidad del vapor de admisión en el cilindro inferior, m/s.	$Pv2o = 0.0002 P_{fr}^2 - 0.073 P_{fr}$	0.9542
Pv4o	Velocidad del vapor de escape en el cilindro inferior, m/s.	$Pv4o = -0.0001 P_{fr}^2 - 0.0654 P_{fr}$	0.9957
Pmco	Consumo de vapor, kg/min.	$Pmco = -0.00009 P_{fr}^2 + 0.0103 P_{fr}$	0.9974

Tabla 3.3. Ecuaciones de ajuste para control de velocidades de vapor acorde a la carga mecánica en el eje del motor.

### 3.5.2. Régimen de rpm variable y torque opositor constante

En este caso, la simulación se realizó para una determinada carga mecánica (175 Nm) y régimen de rpm variable. La figura 3.18 muestra que no hay prácticamente diferencia en el consumo de vapor así como en las velocidades del vapor, salvo un pequeño incremento en la zona de bajas revoluciones. Las presiones de admisión en ambos cilindros se mantienen prácticamente invariables y esto concuerda con el hecho de que el torque resistivo o par torsor depende de la fuerza transmitida a través de la biela y esta última con la presión dentro de los cilindros.

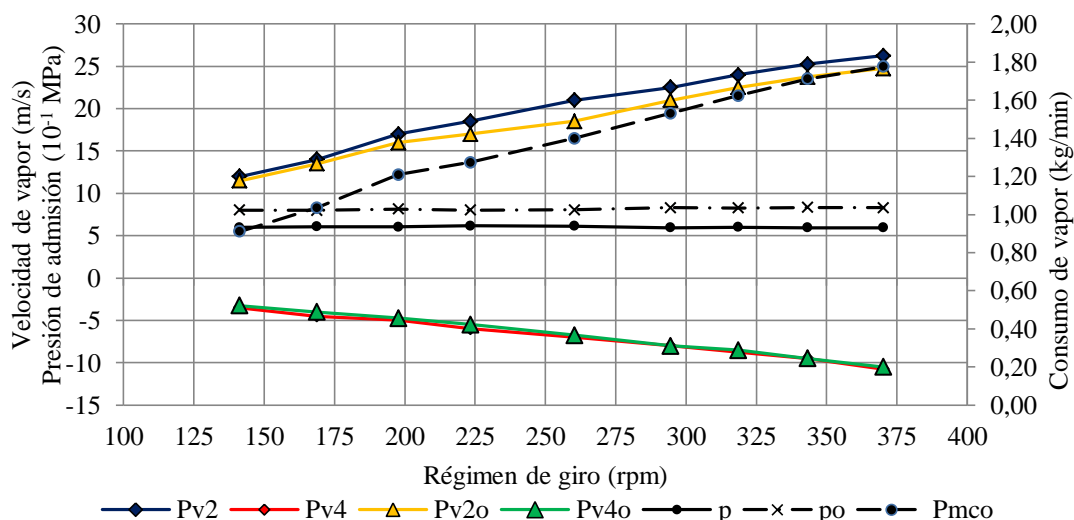


Figura 3.18. Curvas de ajuste de velocidades, presiones y consumo de vapor para rpm variable y torque constante.

Como se observa en la figura 3.17 y en la tabla 3.4, la potencia de salida varía al igual con el caso anterior llegando a valores superiores a los 2 kW. Las velocidades de vapor y el consumo aumentan conforme un régimen mayor de rpm es necesario. Este escenario de rpm variable puede tener un impacto negativo en cuanto a la frecuencia eléctrica del grupo generador, pudiendo estar fuera de los límites de sub – frecuencia y sobre frecuencia admitidos, cuyo rango suele ser de  $\pm 10\%$  del régimen nominal de 50 Hz. Las expresiones de regresión y ajuste de velocidades y consumo de vapor se presentan en tabla 3.5.

$P_{fr}$	$n$	$N_u$	$p$	$p_o$	$\theta$	$\theta_o$	$P_{mco}$	$P_{v2}$	$P_{v4}$	$P_{v2o}$	$P_{v4o}$
Nm	rpm	W	MPa		°C		kg/min	m/s			
175	141	1058	0.59	0.80	158.71	170.51	0.91	12.00	-3.50	11.50	-3.25
175	169	1238	0.61	0.80	159.47	170.48	1.04	14.00	-4.50	13.50	-4.00
175	198	1433	0.60	0.82	159.18	171.31	1.21	17.00	-5.00	16.00	-4.75
175	223	1601	0.62	0.80	159.95	170.57	1.27	18.50	-6.00	17.00	-5.50
175	260	1849	0.61	0.80	159.74	170.65	1.40	21.00	-7.00	18.50	-6.75
175	295	2085	0.59	0.83	158.45	172.01	1.53	22.50	-8.00	21.00	-8.00
175	319	2257	0.59	0.83	158.88	171.81	1.62	24.00	-8.75	22.50	-8.50
175	343	2440	0.59	0.83	158.45	172.09	1.71	25.25	-9.50	23.75	-9.50
175	370	2650	0.59	0.83	158.64	171.99	1.78	26.25	-10.75	24.75	-10.50

Tabla 3.4. Resumen de resultados de la simulación y velocidades de ajuste

Parámetro	Descripción	Ecuación de regulación	Coefficiente $R^2$
Pv2	Velocidad del vapor de admisión en el cilindro superior, m/s.	$Pv2 = -0.00007 n^2 + 0.1493 n$	0.9967
Pv4	Velocidad del vapor de escape en el cilindro superior, m/s.	$Pv4 = -0.00001 n^2 - 0.023 n$	0.9970
Pv2o	Velocidad del vapor de admisión en el cilindro inferior, m/s.	$Pv2o = 0.00005 n^2 + 0.0811 n$	0.9547
Pv4o	Velocidad del vapor de escape en el cilindro inferior, m/s.	$Pv4o = -0.00002 n^2 - 0.0196 n$	0.9989
Pmco	Consumo de vapor, kg/min.	$Pmco = -0.000007 n^2 + 0.0073 n$	0.9945

Tabla 3.5. Ecuaciones de ajuste para control de velocidades de vapor acorde al régimen de rpm del motor.

### 3.6. Simulación del estado térmico del cabezal motor

En esta sección se realiza la simulación térmica del cabezal en Simusol, con el objetivo de cuantificar las pérdidas de calor hacia el exterior considerando que las paredes de los cilindros son de hierro fundido y que el flujo de calor de pérdida se produce a través de los mecanismos de convección, conducción y radiación. El cabezal motor posee una capa aislante de manta cerámica de 2.5 cm de espesor. En esta simulación se toma como dato de entrada la temperatura del vapor dentro de los cilindros, la cual fue medida in situ y dicho procedimiento se explicará en detalle en el capítulo 5. Se consideran las siguientes hipótesis.

- La transmisión de calor hacia el exterior se realiza de manera perpendicular a través de las paredes de los cilindros y de las tapas del cabezal.
- La forma de las paredes de conducción son geométricamente regulares.
- El material del cabezal motor es homogéneo tanto en composición como en espesor de pared, de hierro fundido.
- El pistón es de aluminio, también homogéneo.
- Se considera que la temperatura del vapor de admisión es uniforme en todo su volumen, para todos los procesos del ciclo del motor.
- El título de vapor será la unidad.
- No se consideran las pérdidas por conducción en los vástagos de soporte del cabezal y las tuberías de la admisión y el escape.
- No se consideran las pérdidas hacia el exterior por válvulas, caños de lubricación y conductos de purga.
- No se consideran las caídas de presión por laminado en válvula de admisión.
- Las pérdidas por condensación en las paredes internas no serán tomadas en cuenta.
- Solo se simula el estado térmico del cabezal.
- Se considera la transmisión del calor a través de cada pared por separado.

En la figura 3.19 se muestra un esquema del cabezal en la que se asignaron nodos amarillos (internos y externos) en las principales superficies a través de las cual se produce la transferencia térmica. El vapor ingresa por la válvula de distribución, atraviesa las transferencias centrales y llega a los cilindros donde se expande. El circuito inverso se realiza en la carrera de escape, saliendo al exterior a través del ducto de escape. Los nodos rojos representan a las fuentes de temperatura, o vapor. Este modelo también contempla la transferencia térmica que ocurre a través del pistón y a través del eje del mismo hacia el medio.

En esta oportunidad, la programación en el software *Dia* se realizó de manera normal, empleando nodos y componentes térmicos para ensamblar el circuito térmico tal como se muestra en la figura B1 (Anexo B), en la cual el circuito de la izquierda corresponde a los cilindros y al pistón con su eje, en la zona central se encuentran los ductos que transfieren el vapor desde la distribución al cilindro. También se presentan las conductancias internas entre los tres sectores y por último, los circuitos de la izquierda representan las cámaras de distribución del vapor, en la cual no se tuvo en cuenta la transferencia térmica a través de la válvula – pistón de distribución.



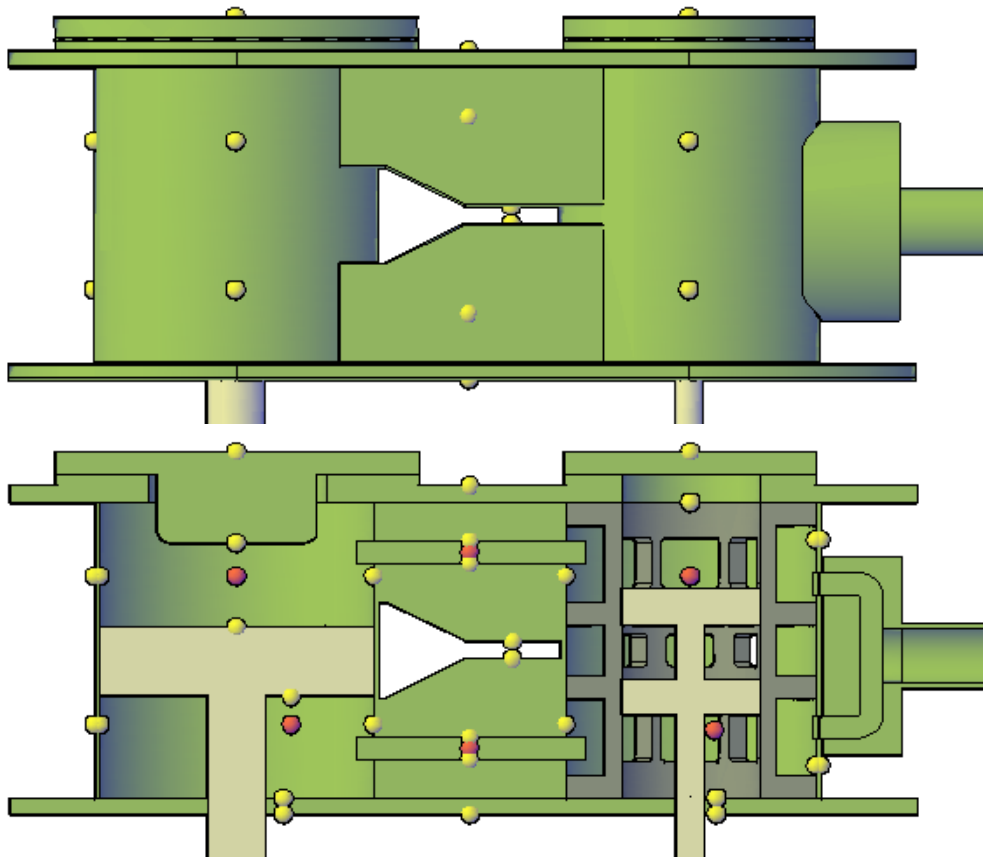


Figura 3.19. Esquema de red nodal exterior (arriba) e interior (abajo).

### 3.6.1. Medición de la temperatura del vapor y paredes exteriores

La temperatura del vapor dentro de la cámara del pistón se midió mediante una termocupla extra delgada, previamente calibrada. La aislación se realizó en la periferia del cabezal, con una capa de 2.5 cm en manta cerámica, dejando la parte superior del mismo sin aislar, así como la base inferior. Además, se midieron temperaturas exteriores del cilindro en diversos puntos, con termocuplas tipo k y un adquisidor de datos DigiSense de 12 canales. En las figuras 3.20a y 3.20b pueden observarse las termocuplas empleadas para la medición interior y exterior. En el caso de las termocuplas exteriores, la medición de la temperatura se realiza con 4 segundos de separación entre dato y dato. La temperatura medida en el interior del cilindro superior será asumida también como la temperatura del vapor en el cilindro inferior, pero con un desfase temporal de  $180^\circ$  o bien  $T/2$ . Esto se debe a la imposibilidad de insertar otra termocupla delgada en el cilindro inferior dado a que el mismo no tiene acceso.

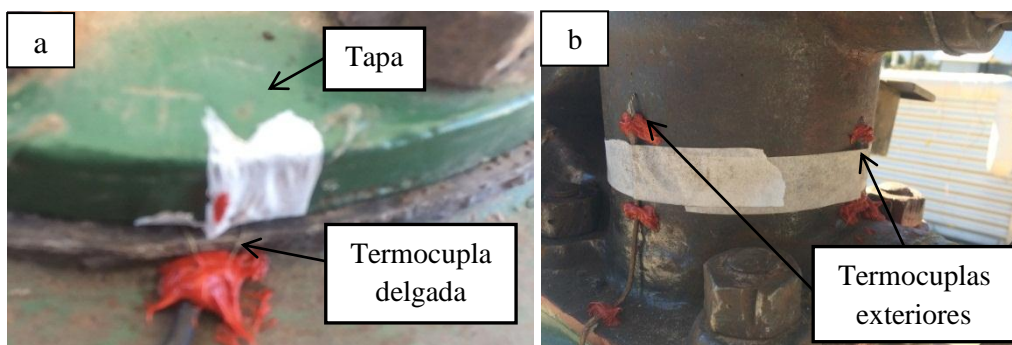
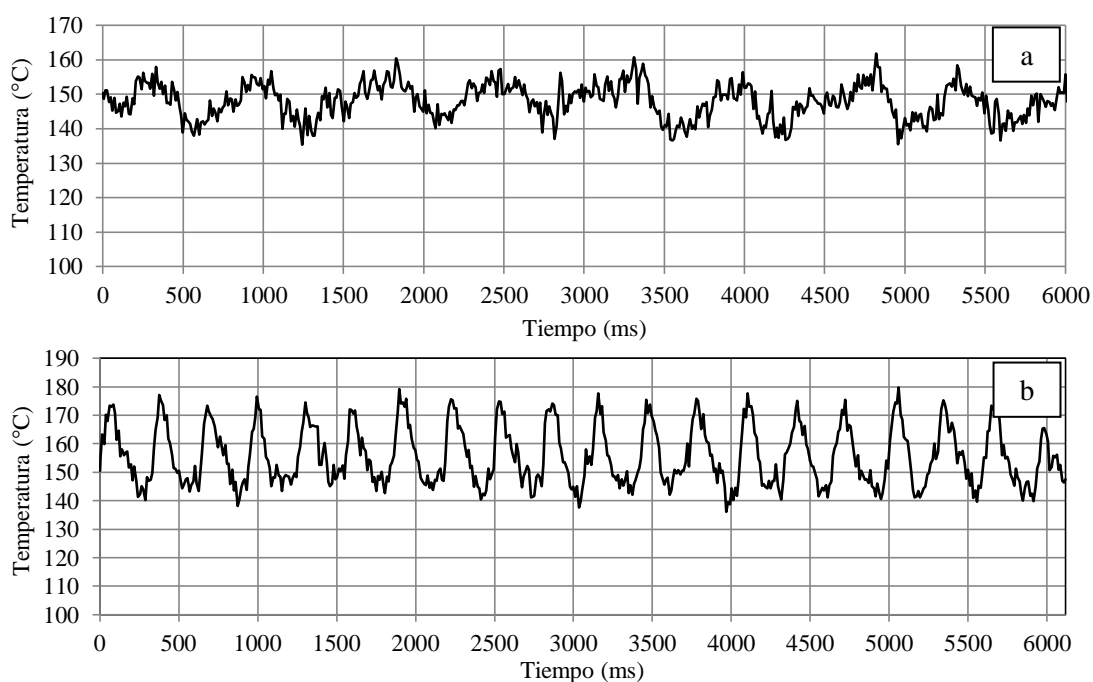


Figura 3.20. Termocuplas de medición. a) Inserción en cilindro superior. b) Medición en el exterior del cilindro superior.

Se realizaron tres mediciones a diferentes regímenes de rpm y los resultados se muestran en las siguientes figuras.



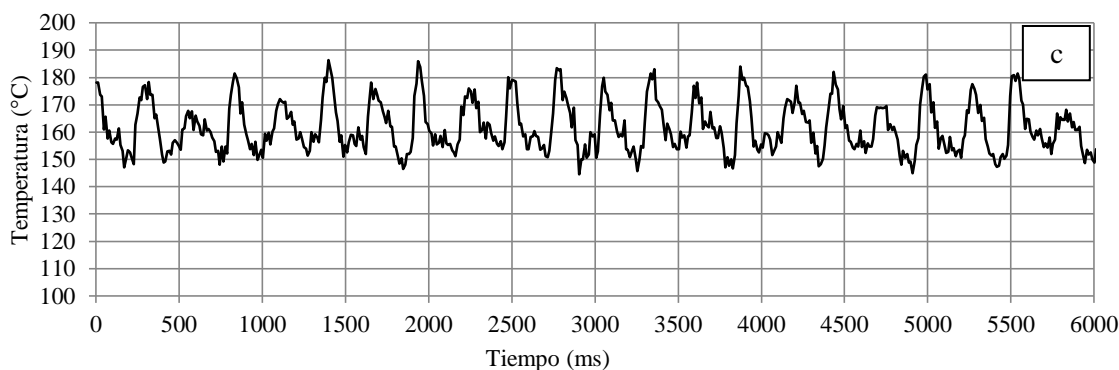


Figura 3.21. Temperaturas del vapor en cilindro superior, con el cabezal aislado. a) 88 rpm. b) 186 rpm. c) 225 rpm.

De modo que se pueden obtener expresiones trigonométricas representativas de la temperatura medida en el cilindro superior. Estas expresiones se presentan en la tabla 3.6. La duración de cada una de ellas se corresponde al tiempo que duró cada ensayo in situ, con la máquina operando en régimen.

Ensayo	Función empleada en Simsol (°C)	Rpm	Período T (s)	Duración (min)
1er ensayo	$E1=148.29\pm13.51*\text{Seno}(2\pi t/T)$	88	0.679	2.5
2do ensayo	$E2=161.175\pm12.625*\text{Seno}(2\pi t/T)$	186	0.322	2.5
3er ensayo	$E3=165.39\pm20.91*\text{Seno}(2\pi t/T)$	225	0.266	2

Tabla 3.6. Funciones trigonométricas para la representación de las temperaturas en el interior del cilindro superior.

La contrastación numérica con los resultados experimentales se realiza comparando el rango de temperaturas medidas en las paredes exteriores del cabezal motor con los resultados de temperaturas obtenidos mediante la simulación y así determinar las pérdidas térmicas a través de las paredes del cilindro.

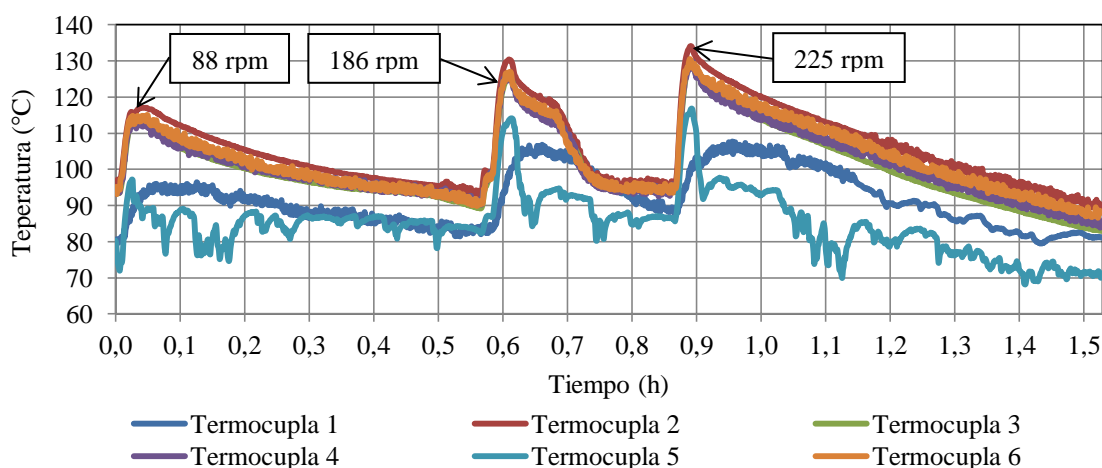


Figura 3.22. Temperaturas exteriores del cabezal motor.

En la figura 3.22 se muestran las temperaturas medidas en 6 puntos estratégicamente seleccionados. Las termocuplas 2, 3, 4 y 6 se colocaron en la periferia central del cilindro, mientras que las termocuplas 1 y 5 se colocaron en la tapa del cilindro y en la base del mismo, respectivamente. El ensayo térmico duró alrededor de una hora y media en el cual el motor a vapor operó en tres regímenes diferentes de temperatura como se

indicó en la figura 3.22. Puede observarse un calentamiento “parejo” de las superficies aisladas mientras que las temperaturas en la tapa y en la base del motor son más propensas a variar dada la convección externa del aire ambiente circulante. Se registró temperatura ambiente, empleada también como parámetro de entrada en la simulación del cabezal.

### 3.6.2. Resultados de la simulación térmica

En la práctica, el precalentamiento del motor se realiza con las válvulas de purga abiertas, liberando el vapor al ambiente. La temperatura externa del cabezal, cuando se alcanza el régimen térmico de precalentamiento, es de 90 °C a 100 °C. Se configura la simulación con temperatura inicial de todos los nodos en base a las mediciones realizadas con las termocuplas exteriores.

La figura 3.23 muestra el resultado de la simulación para las temperaturas exteriores del cilindro. Se observan los tres picos máximos de temperaturas, similares a los resultados de las mediciones mediante termocuplas. Los mismos alcanzan un valor máximo de 120 °C a 135 °C aproximadamente.

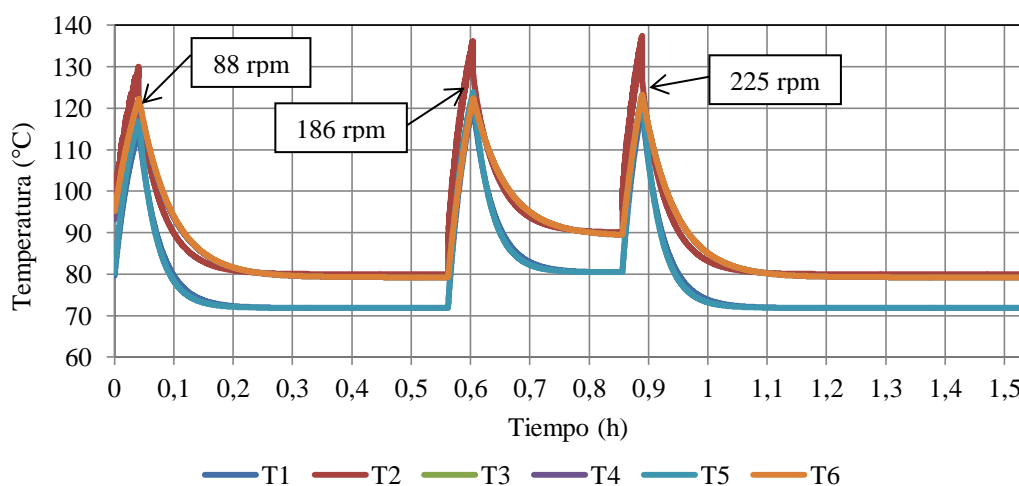


Figura 3.23. Temperaturas obtenidas a partir de la simulación, para los tres regímenes de rpm.

Puede verse que las curvas de calentamiento y enfriamiento de la tapa y base del motor (T1 y T5, respectivamente) acompañan a las demás curvas pero con un ligero valor por debajo de ellas. Esto se debe a que tales superficies no están aisladas y el mecanismo de pérdida hacia el exterior es convección y radiación, lo cual concuerda con lo observado en la práctica.

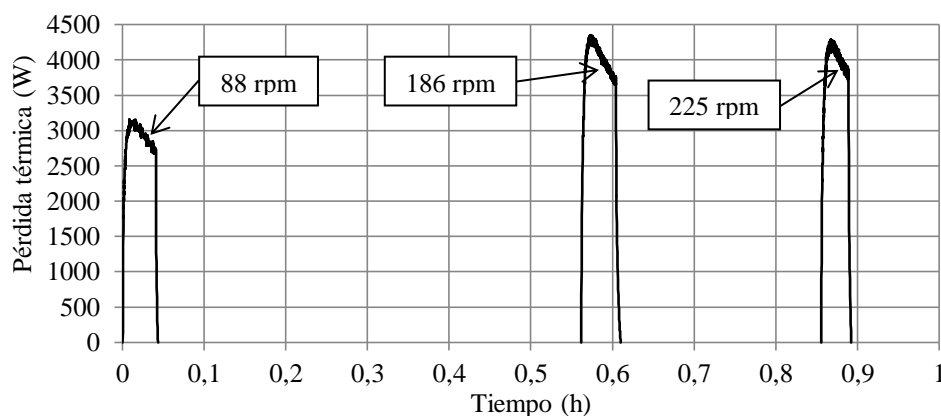


Figura 3.24. Pérdida térmica del cabezal motor en estado transitorio pico.

La pérdida global de todo el cabezal motor, considerando tanto secciones aisladas como no aisladas, se determina considerando el flujo de calor que atraviesa las paredes del cilindro, de los ductos intermedios de vapor y de la cámara de distribución. También se determinó la pérdida térmica a través del pistón y su eje. Los resultados se muestran en la figura 3.24, para las tres instancias en las que el motor trabajó en los correspondientes regímenes de rpm. En todos los casos, se producen picos elevados de pérdida térmica superando los 3 kW y 4 kW según el régimen de revoluciones por minuto y de temperatura de vapor. Estos valores máximos transitorios dependen del estado térmico inicial de la máquina y de la temperatura ambiente, como así también de la temperatura del vapor de admisión en el instante que se pone al motor en funcionamiento.

Dado a que el tiempo de medición de la temperatura en el interior del cilindro fue de aproximadamente 2 minutos, sólo fue posible determinar la pérdida térmica para ese rango de tiempo, tal como se muestra en la figura 3.24. No obstante, se pueden estimar las pérdidas térmicas para un régimen de operación más prolongado, por ejemplo, tres horas de funcionamiento con la máquina en régimen permanente, suponiendo que el vapor actúa con las características periódicas descritas en la tabla 3.6 a lo largo de todo el tiempo de la simulación. El estado de pérdida térmica en régimen permanente se presenta en la figura 3.25.

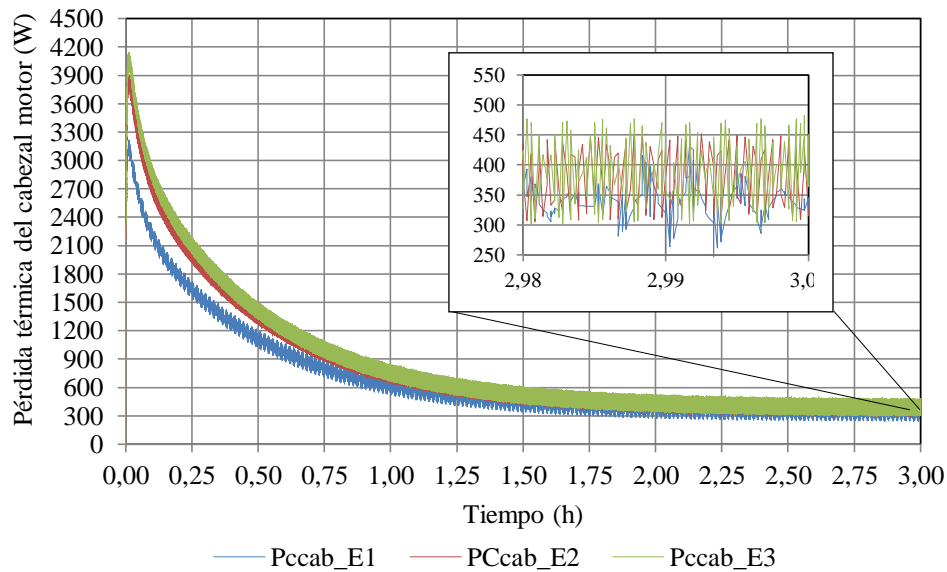
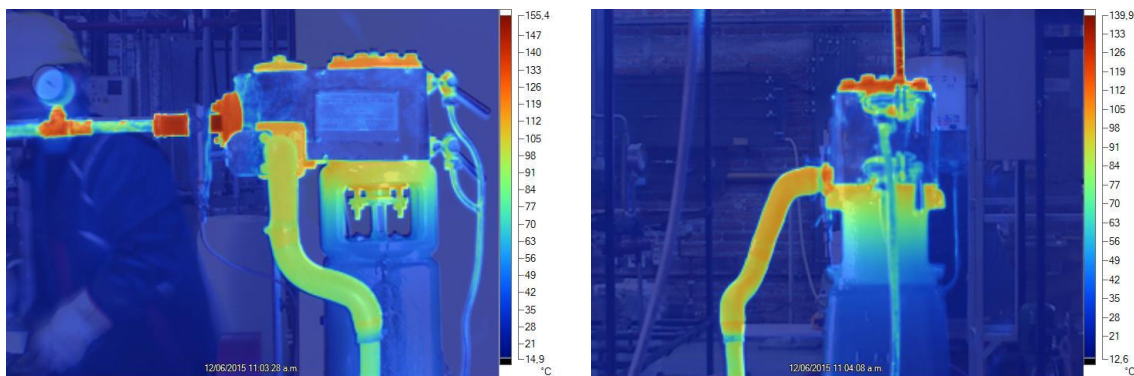


Figura 3.25. Pérdidas térmicas en régimen permanente para temperaturas de vapor diferentes; E1, E2 y E3 (según tabla 3.6).

Se puede observar que el régimen térmico se alcanza pasadas las 2.5 horas de iniciada la simulación y que las pérdidas térmicas alcanzan valores promedios de 338, 380 y 391 W para los regímenes de 88, 186 y 225 rpm, respectivamente.

La medición de las pérdidas térmicas del cabezal motor se realizó en ensayos de caracterización (Dellicompagni et. al, 2015) mediante termografía infrarroja para condiciones de funcionamiento de 66, 116, 246 y 288 rpm. Dichos ensayos se realizaron en la Planta Piloto N°2 de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Salta, en un paso previo al montaje del motor en el sistema Fresnel de San Carlos. La figura 3.26 muestra las imágenes térmicas del motor operando en un régimen nominal de 288 rpm, en las cuales se observa el efecto aislante en la periferia del cabezal motor y la conducción térmica a través de los soportes del cilindro, hacia el cuerpo de la máquina.

El cómputo de las pérdidas térmicas se realiza considerando la temperatura promedio de cada superficie del motor y mediante las expresiones convencionales de convección y radiación. Para este último mecanismo de transferencia térmica, se tuvieron en cuenta los diversos materiales que integran la envolvente del motor: hierro fundido, latón y bronce.



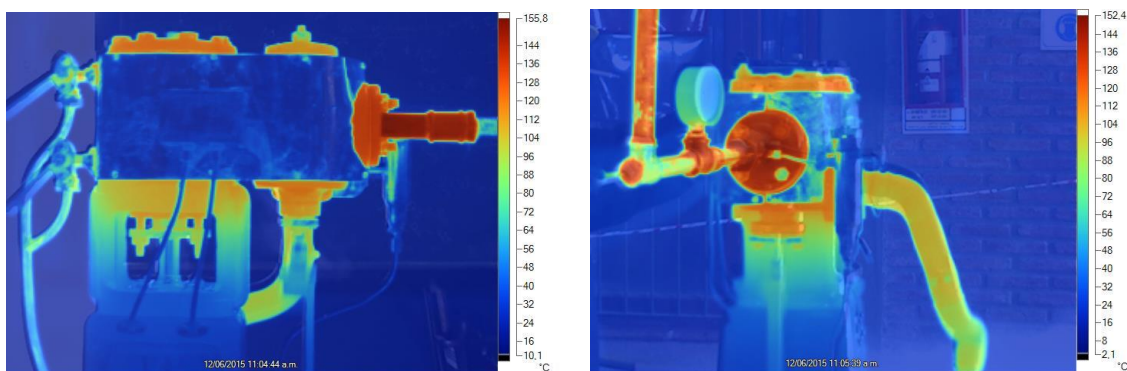


Figura 3.26. Termografía infrarroja del cabezal motor en un régimen de 288 rpm.

Los resultados de las mediciones experimentales se resumen en la siguiente tabla, donde se observa que la pérdida térmica promedio del cabezal motor es de 377 W en régimen permanente.

Velocidad Giro rpm	Superficie m <sup>2</sup>			Q*rad	Q*conv	Q*total
	hierro	Latón	bronce	W	W	W
65	0.16	0.15	0.18	227	133	360
116	0.16	0.15	0.18	246	144	390
246	0.16	0.15	0.18	236	138	374
288	0.16	0.15	0.18	244	141	385
			Promedio	238	139	377

Tabla 3.7. Resumen de pérdidas térmicas determinadas por termografía infrarroja.

Mediante el modelo propuesto para su simulación en Simusol y determinación de las perdidas térmicas, es posible también obtener la temperatura media de las distintas superficies expuestas al ambiente. Parámetros que también fueron obtenidos mediante termografía infrarroja y se resumen en la tabla 3.8, en la cual puede verse una correlación aceptable entre los resultados numéricos y medidos para a superficie frontal, lado cilindro y lado reverso.

Superficie	1	2	3	4	5	6
Descripción	Tapa	Válvula	Cilindro	Frente	Base	Reverso
Simusol	139.78	36.23	36.23	36.23	139.79	36.24
Termografía	113.88	67.45	37.03	40.15	117.58	34.05

Tabla 3.8. Temperaturas promedios determinadas por Simusol y termografía infrarroja.

La diferencia de temperatura en la tapa del motor puede deberse a diferencias en los coeficientes de convección en el momento de realizar las termografías, además, en la simulación se consideraron a las superficies de forma regular por lo que los espesores reales de las paredes conductivas pueden diferenciarse en algunos casos de manera pronunciada y en particular en la tapa, como así en la base del motor. En cuanto al lado donde se encuentra alojada la válvula de distribución, la temperatura medida por termografía resulta mayor dado que es por esta sección que ingresa el vapor, estando la brida de admisión a una mayor temperatura. Esta brida no fue considerada en el modelo térmico.



### 3.7. Conclusiones del capítulo

En este capítulo se abordó la simulación numérica en Simusol del motor a vapor pudiendo dividir a la misma en tres enfoques:

El primero se refiere a la simulación en régimen transitorio y permanente del estado termodinámico del vapor dentro de ambos cilindros, para determinar la variación temporal de las temperaturas, presiones, fracción de vapor y demás variables de estado.

En segundo lugar, se abordó el planteo de modelos mecánicos para la simulación, logrando la concatenación entre el mismo y el modelo térmico descrito en primera instancia a través de la presión, fundamentalmente. En este modelo se logró relacionar el movimiento rectilíneo del pistón con el de giro del cigüeñal a través de las respectivas velocidades. Como resultado de la unión de ambos modelos se obtiene la potencia mecánica efectiva desarrollada en el eje de la máquina y la potencia de expansión instantánea que desarrolla el vapor en su carrera de avance hacia el escape.

El tercer enfoque en la simulación del motor se refiere a la determinación del estado térmico de la envolvente y las pérdidas térmicas a través de las paredes del motor, obteniéndose una buena correlación con resultados de ensayos y mediciones experimentales.

Otro parámetro estudiado en este capítulo es el consumo de vapor que tendría el motor operando bajo diferentes escenarios de carga mecánica en el eje y régimen constante de revoluciones, o bien a diferentes rpm pero con carga mecánica constante. Se encontró que la variación del consumo de vapor acompaña a la variación de dichos parámetros en el eje de la máquina. Las expresiones obtenidas y detalladas en las tablas 3.3 y 3.5 permiten establecer estrategias de control del caudal de vapor y aplicarlas directamente en los actuadores que regulan el mismo. Hasta esta instancia, la materialización e instalación de dichos actuadores (o válvulas) no ha sido posible.

La caracterización numérica del motor a vapor muestra que el mismo está apto para desarrollar potencias mecánicas efectivas del orden de los 2 – 2.5 kW a una velocidad de rotación de 290 rpm, con presiones de trabajo que alcanzan los 0.7 MPa (7 bar) y con un caudal de vapor de 1.5 – 1.7 l/min (90 – 100 kg/hora), con una eficiencia mecánica de 40% aproximadamente. Las pérdidas térmicas dependen fundamentalmente del tiempo de operación del motor, de las temperaturas de trabajo y de las condiciones externas, habiéndose determinado en régimen permanente la pérdida de calor en un rango de 300 – 400 W.

### 3.8. Referencias

Aksoy F., Karabulut H., Çınar C., Solmaz H., Ozgoren Y. O., Uyumaz A., Thermal performance of a Stirling engine powered by a solar simulator. Applied Thermal Engineering 86 (2015) 161 – 167.



- Badami M., Mura M., Preliminary design and controlling strategies of a small-scale wood waste Rankine Cycle (RC) with a reciprocating steam engine (SE). *Energy* 34 (2009) 1315–1324.
- Badr O., Naik S., O’Callaghan P.W., Expansion Machine for a Low Power-Output Steam Rankine – Cycle Engine. *Applied Energy* 39 (1991) 93–116.
- Bahr H. y Herre O.. Calderas. Máquinas de vapor. La escuela del técnico mecánico. Tomo VII. Tercera edición. 1951. Pp. 215 – 258. Editorial Labor S.A. Barcelona – Madrid.
- Bouvier J-L., Lemort V., Michaux G., Salagnac P., T. Kientz, Experimental study of an oil-free steam piston expander for micro-combined heat and power systems. *Applied Energy* 169 (2016) 788 – 798.
- British Petroleum Company, BP Statistical Review of World Energy, London, 2016. Disponible en [www.bp.com/statisticalreview](http://www.bp.com/statisticalreview).
- Chan C. W., Ling Chin J., Roskilly A. P., A review of chemical heat pumps, thermodynamic cycles and thermal energy storage technologies for low grade heat utilization. *Applied Thermal Engineering* 50 (2013) 1257 – 1273.
- CSP Today Global Tracker. Sitio web: <http://social.csptoday.com/tracker/projects>.
- Dalitz C., Australian Historic Engineering Plaquing Program. A Historic Engineering Marker (HEM) for White Cliffs Solar Power Station (1981). Heritage Committee, (2006), Sydney Division.
- Declaye S., Quoilin S., Guillaume L., Lemort V., Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid. *Energy* 55 (2013) 173 – 183.
- Dellicompagni P., Franco J., Altamirano M. y Hongn M.. Caracterización de un motor a vapor de doble efecto. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 2015. Vol. 19, pp.03.01-03.12.
- Dellicompagni P., Saravia L. y Alía D.. Simulación numérica de un motor de vapor a ser usado en un generador solar de tipo Fresnel. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 2015. Vol. 19, pp.08.33-08.44.
- Du Y., Ding Y., Cold-to-electricity conversion using a piston based engine in cold energy storage (CES) system, part one: A theoretical study. *Journal of the Energy Institute* 90 (2017) 661
- Ferrara G., Manfrida G. y Pescioni A. (2013). Model of a small steam engine for renewable domestic CHP (combined heat and power) system. *Energy*. 58, 78 – 85.

- Imran M., Usman M., Park B-S., D-H. Lee, Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 57 (2016) 1090 – 1109.
- Jianqin F., Jingping L., Chengqin R., Linjun W., Banglin D., Zhengxin X., An open steam power cycle used for IC engine exhaust gas energy recovery. *Energy* 44 (2012) 544 – 554.
- Kaneff S., The White Cliffs Project – Overview for the period 1979-89, NSW – Office of Energy, Sydney – Australia, (1991), ISBN 0730569543.
- Miao Z., Xu J., Yang X., Zou J., Operation and performance of a low temperature organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering* 75 (2015) 1065 – 1075.
- Müller G., Parker G., Experimental investigation of the atmospheric steam engine with forced expansion. *Renewable Energy* 75 (2015) 348 – 355.
- Prasad S.. Steam engine characteristics and theoretical performance. *Energy Convers. Mgm.* 1993. Vol. 34, No. 12, pp. 1323-1333. 0196-8904/93.
- Qiu G., Liu H., Riffat S., Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 3301 – 3307.
- Saravia L., Alía de Saravia D., Echazú R. y Alcorta G. (2007). La simulación de sistemas termo-mecánicos solares con el programa Simusol. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 11, pp. 03.01 – 03.08. ISSN 0329 – 5184.
- Subiantoro A., Yap K. S., Ooi K. T., Experimental investigations of the revolving vane (RV-I) expander. *Applied Thermal Engineering* 50 (2013) 393 – 400.
- Tenissara N., Thepa S., Monyakul V., Simulation, construction and evaluation of cheap piston expander for low-pressure power generation by compressed air as working fluid. *Energy* 142 (2018) 655 – 665.
- Wang W., Wu Y-t., Ma C-f., Liu L-d., Yu J., Preliminary experimental study of single screw expander prototype. *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 3684 – 3688.
- Willich C., Markides C. N., White A. J., An investigation of heat transfer losses in reciprocating devices. *Applied Thermal Engineering* 111 (2017) 903–913.
- Zhang X., Xu Y., Xu J., Xue H., Chen H., Study of a single-valve reciprocating expander. *Journal of the Energy Institute*. Volume 89, Issue 3, August 2016, Pages 400-413.

# **CAPÍTULO 4**

## **DISEÑO DEL BLOQUE DE POTENCIA**

#### 4.1. Introducción

En este capítulo se muestra el diseño del bloque de generación eléctrica que se montó en conjunto con el motor a vapor adquirido por el INENCO, gracias a la gestión de INTI Salta. Se tomó como punto de partida el conocimiento de la *potencia indicada* de dicho motor. Este parámetro fue determinado mediante ensayos en la Facultad de Ingeniería (FI) de la Universidad Nacional de Salta (UNSa) (Dellicompagni, et al., 2015).

Se diseñaron los distintos componentes de la transmisión mecánica a emplear para modificar el régimen de revoluciones. Estos componentes son: poleas, correas, rodamientos, ejes y chavetas (o encastres).

Para el dimensionamiento de las correas y las poleas se empleó la guía de cálculo de Dunlop (<http://www.dunlop.com.ar/>). Las dimensiones de los ejes fueron calculadas en base a la teoría de Saint Venant (Saint Venant, 1855). En cuanto al dimensionamiento y selección de los rodamientos, se empleó la guía de SKF (<http://www.skf.com/>) así como el software de verificación perteneciente a la misma firma.

Dado que el generador eléctrico y el motor a vapor fueron adquiridos para su instalación en el sistema Fresnel Lineal de San Carlos, se ensayaron ambos componentes por separado, en los campos experimentales de la UNSa antes de ser emplazados en San Carlos. Se determinaron las prestaciones tanto de dicho motor como del generador eléctrico para así plantear la relación entre los parámetros termodinámicos y eléctricos.

El motor a vapor se montó sobre una base de hormigón, lo suficientemente resistente y capaz de atenuar los esfuerzos estáticos y dinámicos a transmitirse al suelo de desplante, incluido el peso de dicha base o fundación. El comportamiento del suelo de desplante se considera elástico, ya que el suelo de la ciudad de San Carlos es del tipo rocoso variado, típico de una zona de montañas, cerros y colinas.

#### 4.2. Diseño de la transmisión mecánica

Este componente del bloque de potencia resulta fundamental para multiplicar el régimen de giro desarrollado por el motor a vapor. La velocidad de rotación debe estar comprendida entre ciertos límites o tolerancias dadas por los requerimientos de frecuencia del generador sincrónico. Es importante tener en cuenta algunas consideraciones previas al cálculo de la transmisión mecánica. En el anexo C se detalla el cálculo de la transmisión mecánica, del cual se obtuvieron los siguientes parámetros para la transmisión.

##### 4.2.1. Consideraciones previas al cálculo de la transmisión

- Límites de velocidad. El régimen final de revoluciones está dado por el sistema de generación, en particular, por la frecuencia que se desea obtener, la cual corresponde a los 50 Hz, para un régimen de 1500 rpm en el eje del generador eléctrico, pudiéndose adoptar un margen de tolerancia entre  $\pm 1\%$  a  $\pm 2\%$ .

- La velocidad límite para el motor a vapor es de 500 rpm, pasado este umbral, se acciona un freno mecánico de forma automática, por lo que siempre se debe trabajar por debajo de dicho valor. Se adopta entonces una velocidad de accionamiento de 250 rpm, parámetro de partida para el dimensionamiento.
- Geometría disponible. La bancada donde se monta la caja de transmisión forma parte del motor, el espacio disponible está acotado. Este aspecto importa a la hora de seleccionar el largo de los ejes de apoyo y la distancia entre ejes de las poleas. Ésta última se adopta de unos 500 mm.
- Relación de transmisión. Debido a que la amplificación en el régimen de rotación es de 250 rpm a 1500 rpm, la relación de transmisión teórica es de 6 (seis). Este cambio de régimen es demasiado elevado para la geometría disponible, se optó entonces por realizar los cambios en dos etapas; la primera con una relación de transmisión de 2 (dos) y la segunda de 3 (tres). Esta consideración permite emplear poleas de menores diámetros y mejorar el rendimiento de la transmisión para la distancia entre ejes adoptada, además del empleo de correas de menor longitud y desarrollo.
- Correas. En general se emplean correas de sección trapecial o "en V", dado que éstas poseen una capacidad de transmisión de potencia hasta tres veces mayor que las correas planas. Son más seguras ante el deslizamiento y su vida útil es mucho mayor. Se optó por el empleo de correas marca DUNLOP (figura 4.1), las cuales son fáciles de conseguir en el mercado local.

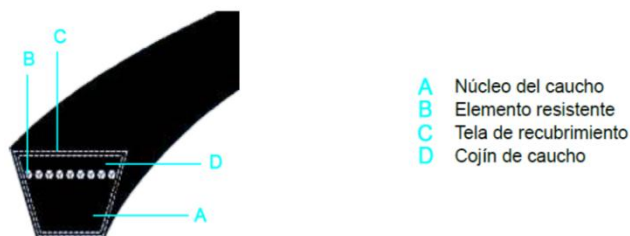


Figura 4.1. Correa trapecial Dunlop.

- Acoples de entrada y salida. El acoplamiento con el motor a vapor y con el generador sincrónico se realizaron mediante bridas y manchones de goma, absorbiendo las eventuales vibraciones por excentricidad de ejes, picos de presión, cambios de régimen de demanda, etc.

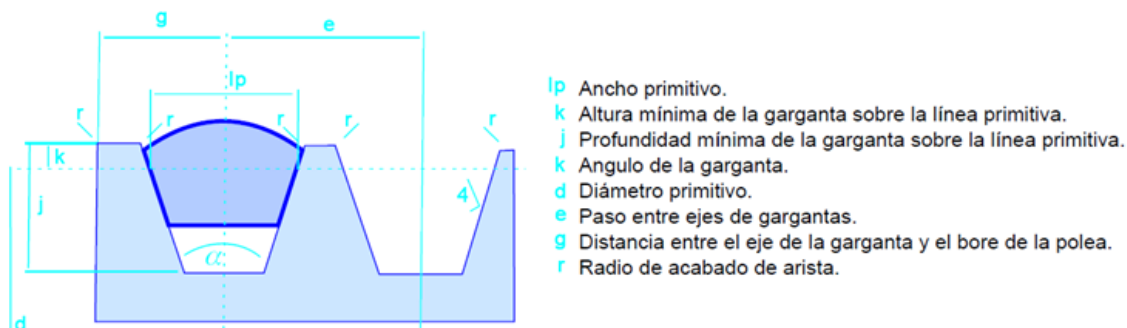
En la tabla 4.1 se resume el resultado de los cálculos para las poleas y correas. La relación de transmisión teórica, considerando los diámetros primitivos de las poleas, resulta  $k_t = 5.93$ . Este valor puede sufrir alteraciones dependiendo las condiciones de operación de la transmisión, como ser, tensado y temperatura de las correas, limpieza del mecanismo, estado de lubricación de los rodamientos, etc. En la práctica, resulta conveniente calcular la relación de transmisión real o efectiva midiendo las revoluciones por minuto en el eje de entrada y en el de salida.

Parámetro	Etapa 1		Etapa 2	
Potencia nominal P (HP)	4.9			
Factor de corrección Fcp (adim)	1.2			
Potencia corregida Pcp (HP)	5.88			
Sección de correa (tipo)	C		B	
Relación de transmisión k (adim)	2		3	
Diámetro primitivo menor d (mm)	180		118	
Diámetro primitivo mayor D (mm)	355		355	
Relación de transmisión k' (adim)	1.972		3.008	
Distancia entre ejes i (mm)	500			
Longitud primitiva de correa L (mm)	1855.26		1770.69	
Sección de correa estándar adoptada	C - 71		B - 68	
Longitud primitiva real (mm)	1877		1770	
Factor de corrección Fcl (adim)	0.86		0.98	
Angulo de contacto (°)	160		153	
Factor de corrección Fc° (adim)	0.95		0.925	
Velocidad de correa V (m/s)	4.71		9.27	
Prestación base por correa Pbk (HP)	3.65		3.155	
Potencia efectiva por correa Pe (HP)	2.98		2.86	
Número mínimo de correas adoptado N° (adim)	2		2	

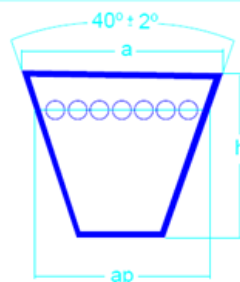
Tabla 4.1. Resumen de resultados para cálculo de correas y poleas.

#### 4.2.2. Dimensiones de las poleas

Se tiene que todas las poleas serán del tipo acanaladas de 2 gargantas, acorde al perfil de correa calculado. Se opta por poleas macizas tipo llanta debido a su bajo peso y por ende bajo momento de inercia rotacional. En figura 4.2 se muestra un esquema de una sección de polea acanalada con sus respectivas medidas ya estandarizadas.



Sección de Correa	lp (mm)	k (mm)	j (mm)	e (mm)	g (mm)	$\Delta \alpha$
B	14	4.2	10.8	19 $\pm$ 0.4	12.5 $\pm$ 3.8	$\pm$ 1°
C	19	5.7	14.3	25.5 $\pm$ 0.5	17.5 $\pm$ 3.8	$\pm$ 1/2°



Sección	a mm	h mm	ap mm
B	17	11	14
C	22	14	19

Figura 4.2. Geometría y dimensiones de poleas.

### 4.2.3. Diseño de los ejes

El diseño de los ejes se realizó considerando los esfuerzos de flexión y torsión a los que están sometidos. Para el cálculo del momento total (momento flexotorsor) se empleó la teoría de Saint Venant, la cual contempla los esfuerzos por máxima flexión y torsión, en la sección crítica de cada eje, es decir, en la sección más solicitada.

Debido a que la transmisión de potencia mecánica se realiza en dos etapas, se tienen tres ejes (figura 4.3), con sus respectivos apoyos. El eje 1 recibe la potencia proveniente del eje del motor a vapor. El eje 2 funciona como un transmisor de potencia a la siguiente etapa de la transmisión, mientras que el eje 3 entrega la potencia mecánica en un régimen mayor de revoluciones.

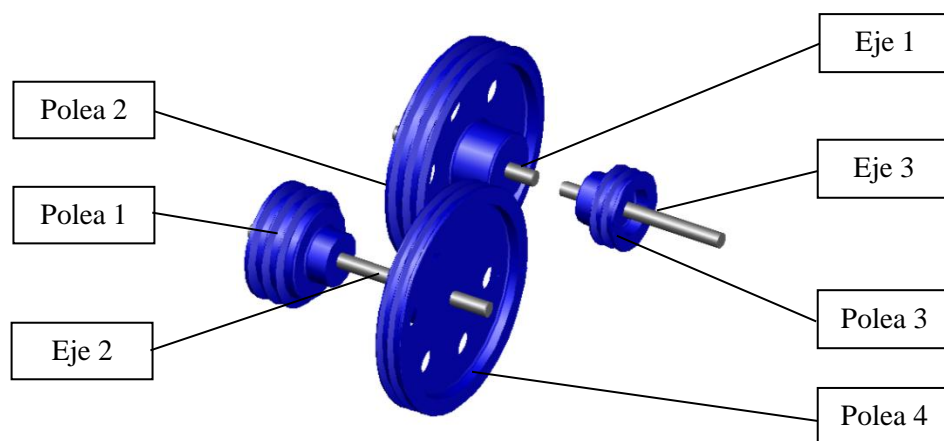


Figura 4.3. Denominación de ejes y poleas.

### Hipótesis de cálculo

Se toman como hipótesis de cálculo las siguientes.

- ✓ No se considera el peso propio de los ejes.
- ✓ El peso de las poleas se los considera actuando de manera concentrada en un punto.
- ✓ Se desprecian el efecto por deformación elástica debido a las cortas longitudes de los ejes, así como la deformación angular.
- ✓ Se consideran los esfuerzos por flexión y torsión, combinados.
- ✓ El material empleado es acero al carbono SAE 1020.
- ✓ El momento torsor transmitido actúa en el centro de la polea, en su periferia primitiva, tal como si fuese transmitido por una sola correa central.
- ✓ Un correcto tensado y alineado de las correas permite mitigar las pérdidas por abarrotamiento (o escurrimiento), por lo que despreciamos este fenómeno.

En la tabla 4.2 se muestran las dimensiones de los ejes calculadas y adoptadas, así como también los coeficientes de seguridad empleados. Se optó por uniformar las secciones de los tres ejes en 1 pulgada por razones de practicidad de mecanizado de los mismos, de las poleas y selección de los rodamientos, así como el montaje de los componentes.

Eje	d teórico mm	d adoptado mm	Coeficiente seguridad
1	16.5	25.4	1.53
2	16.7	25.4	1.52
3	7.8	25.4	3.22

Tabla 4.2. Resumen dimensiones de ejes.

#### 4.2.4. Consideraciones para la selección de los rodamientos y cojinetes (soportes)

Los rodamientos empleados son del tipo inserto de soporte, autocentrantes (figura 4.4). Éstos presentan buenas condiciones de funcionamiento en sistemas de bajas y altas revoluciones, son sencillos, no desarmables y son resistentes exigiendo muy poco mantenimiento. Pueden soportar cargas radiales como axiales y permiten una desviación del eje de hasta 5° para compensación de errores de alineación estáticos.



Figura 4.4. Tipo de rodamiento empleado.

#### Solicitaciones de servicio

Se eligieron rodamientos capaces de responder a las condiciones de servicio, tanto esfuerzos de carga, como regímenes de velocidades variables y condiciones climáticas extremas (frío, calor, polvo, humedad, granizo, etc.). Básicamente, el set de rodamientos seleccionados debe responder a las siguientes condiciones de servicio.

- ✓ Soportar cargas radiales y eventualmente cargas axiales.
- ✓ La duración que deben alcanzar es de 27375 horas de funcionamiento (5 años a un régimen de 15 horas diarias).
- ✓ Trabajar a velocidades comprendidas entre 250 rpm y 1500 rpm.
- ✓ Agresividad climática.
- ✓ Escaso mantenimiento.
- ✓ Amplitudes térmicas diarias elevadas.

Para la selección de rodamientos, se empleó la plataforma online de cálculo (<http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectProduct.action>) desarrollado por la firma SKF, denominado SKF Bearing Calculator. La familia de rodamientos empleados pertenecen a la serie *Y – bearings* de SKF o su equivalente *UC* en otras marcas.

El primer paso consiste en seleccionar el rodamiento que se desea emplear, mediante el nombre de la familia a la cual pertenece y según el diámetro interior. La plataforma arroja un listado de rodamientos incorporados en el catálogo del fabricante, como se muestra en la figura 4.5.



**SKF Bearing Calculator** English

Menu: [Select bearing](#), [Select calculation](#), [Enter input parameters](#), [Results](#), [Feedback](#)

Useful links: [Ball bearings](#), [Plain bearings](#), [Roller bearings](#)

### Select bearing

**By designation**

Designation: Starts with

**By bearing type**

Designation	Dimensions and Ratings
YAT 203	[ d:17 mm D:40 mm C:9.56 kN C <sub>0</sub> :4.75 kN ]
YAT 203-008	[ d:12.7 mm D:40 mm C:9.56 kN C <sub>0</sub> :4.75 kN ]
YAT 203-010	[ d:15.88 mm D:40 mm C:9.56 kN C <sub>0</sub> :4.75 kN ]
YAT 204	[ d:20 mm D:47 mm C:12.7 kN C <sub>0</sub> :6.55 kN ]
YAT 204-012	[ d:19.05 mm D:47 mm C:12.7 kN C <sub>0</sub> :6.55 kN ]
YAT 205	[ d:25 mm D:52 mm C:14 kN C <sub>0</sub> :7.8 kN ]
YAT 205-014	[ d:22.23 mm D:52 mm C:14 kN C <sub>0</sub> :7.8 kN ]
YAT 205-015	[ d:23.81 mm D:52 mm C:14 kN C <sub>0</sub> :7.8 kN ]
YAT 205-100	[ d:25.4 mm D:52 mm C:14 kN C <sub>0</sub> :7.8 kN ]
YAT 206	[ d:30 mm D:62 mm C:19.5 kN C <sub>0</sub> :11.2 kN ]

Results per page: 5 | 10 | 50 | 100

Unit system: ☒ SI ☐ Imperial

Selected calculations:

Bearing data:

Figura 4.5. Interface para selección del tipo de rodamiento.

Una vez seleccionado el rodamiento, el sitio web muestra las características dimensionales como así las de solicitud a carga estática y carga dinámica, a la derecha de la interface.

El segundo paso consiste en seleccionar el método de cálculo del rodamiento (figura 4.6), el procedimiento más común es determinando la vida útil del rodamiento pero se pueden combinar dos o más lineamientos para el cálculo. Se recomienda seleccionar todos los métodos de tal manera de obtener un reporte completo.

**SKF Bearing Calculator** English

Menu: [Select bearing](#), [Select calculation](#), [Enter input parameters](#), [Results](#), [Feedback](#)

Useful links: [Ball bearings](#), [Plain bearings](#), [Roller bearings](#)

### Select calculation

Select All ☒

- ☒ Bearing rating life
- ☒ Minimum load
- ☒ Bearing frequencies
- ☒ Viscosity
- ☒ Equivalent dynamic bearing load

Unit system: ☒ SI ☐ Imperial

Selected calculations:

Bearing data

Diagram:

Designation	YAT 205
d	25 mm
D	52 mm
C	14 kN
C <sub>0</sub>	7.8 kN
Type	Y-bearing

Figura 4.6. Selección del método de cálculo del rodamiento.

En el tercer paso se deben ingresar los parámetros de entrada correspondiente para cada rodamiento en cuestión, figura 4.7. Se necesita tener determinados con anterioridad los esfuerzos radiales y axiales a los que está sometido el rodamiento, así como el régimen de revoluciones del anillo interior – que normalmente coincide con las rpm del eje – y el régimen de rpm del anillo exterior, que normalmente es nulo. Además son necesarios otros parámetros de entrada como por ejemplo máxima temperatura exterior de trabajo, grado de mantenimiento y limpieza, tipo de lubricante empleado en el rodamiento.

The screenshot shows the SKF Bearing Calculator interface. The main section is titled "Enter input parameters" and features a diagram of a bearing with radial load  $F_r$  [kN] and axial load  $F_a$  [kN]. The interface includes a menu on the left with options like "Select bearing", "Select calculation", and "Enter input parameters". On the right, there are sections for "Unit system" (SI or Imperial), "Selected calculations" (Bearing rating life, Minimum load, etc.), and "Bearing data" (Designation YAT 205, dimensions 25 mm x 52 mm, etc.). The input fields for  $F_r$ ,  $F_a$ ,  $n_i$ ,  $n_e$ , and operating temperature are visible, along with dropdown menus for "Grease used in the bearing" and "No user input is required." buttons for "Calculate" and "Reset".

Figura 4.7. Ingreso de los parámetros de cálculo.

La tabla 4.3 resume los parámetros de entrada para los diferentes rodamientos empleados en los ejes. La carga radial se calcula con la ecuación 4.14 y ésta resulta mayor en el eje 2, por tener acopladas dos poleas

Eje	Carga Radial (kN)	Carga Axial (kN)	Rpm interior	Rpm exterior	Máxima Temperatura (°C)	Grado de limpieza	Grasa
1	0.38	0	250	0	45	Alta	VT378
2	0.43	0	500	0	45	Alta	VT378
3	0.081	0	1500	0	45	Alta	VT378

Tabla 4.3. Principales parámetros de entrada para rodamientos en los tres ejes.

En la figura 4.8 se lista los resultados que arroja esta plataforma en línea de la firma SKF. Puede verse que como principal parámetro de salida es la vida útil del rodamiento expresado en horas equivalentes de operación.

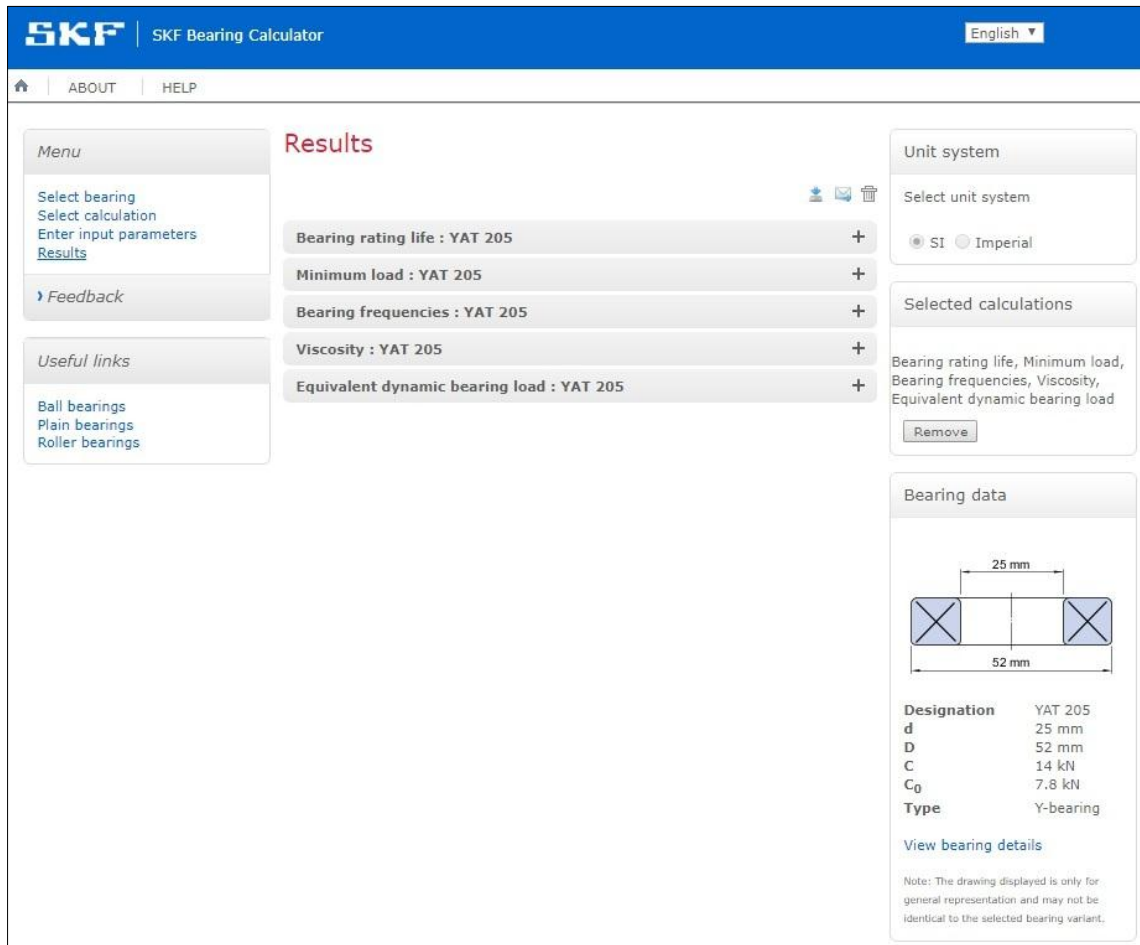


Figura 4.8. Interface de resultados.

Selección de los soportes. Dado que los rodamientos son del tipo autocentrante, se opta por emplear fijos del tipo UC 205, el cual se muestra en figura 4.9.

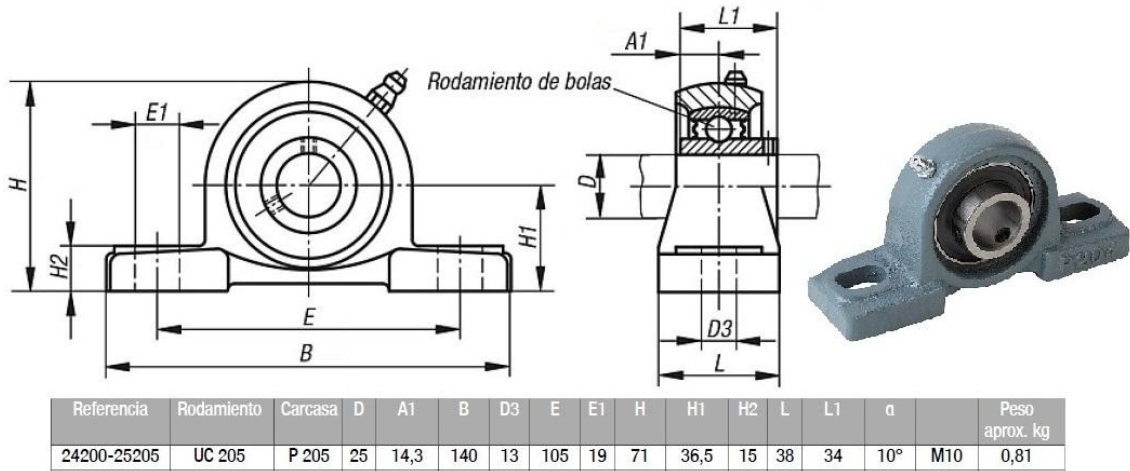


Figura 4.9. Soporte fijo UC 205, formas y dimensiones.

#### 4.2.5. Dimensionamiento de las chavetas

La chaveta permite la transmisión de potencia entre los elementos unidos. Ello implican dos posibles mecanismos de fallo de dicho elemento: por cizallamiento, y por aplastamiento. Las dimensiones de las chavetas dependen del diámetro del eje, proporcionadas por las normas DIN 6885 (figura 4.10 y 4.11). Se calculó la longitud de la chaveta necesaria para que no se produzca el fallo.

b			2	3	4	5		6		8		10		12		14		16		18		20	
h			2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	6	8	6	9	7	10	7	11	8	12
d1	>		6	8	10	12	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65
	≤		8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75
Chavetero del eje	b*	asiento fijo P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20
		asiento ligero N9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20
	t1	con juego en el lomo o aprieto	1,2	1,8	2,5	1,9	3	2,5	3,5	3,1	4	3,7	5	3,9	5	4	5,5	4,7	6	4,8	7	5,4	7,5
		dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2
Chavetero del cubo	b*	asiento fijo P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20
		asiento ligero JS9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20
	t2	con juego en el lomo	1	1,4	1,8	1,2	2,3	1,6	2,8	2	3,3	2,4	3,3	2,2	3,3	2,1	3,8	2,4	4,3	2,3	4,4	2,7	4,9
		dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2
		con aprieto	0,5	0,9	1,2	0,8	1,7	1,1	2,2	1,4	2,4	1,8	2,4	1,6	2,4	1,4	2,9	1,7	3,4	1,6	3,4	2	3,9
		dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2
a		-	-	-	-	-	-	-	-	3	-	3	-	3	-	3,5	-	4	-	4,5	-	5	
d2 min.		d1 +	2,5	3,5	4	3	5	4	6	5	8	6	8	6	8	6	9	7	11	7	11	8	12
r1	min.		0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,25	0,40	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,60	0,60
	max.		0,25	0,25	0,25	0,30	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,60	0,70	0,60	0,70	0,60	0,70	0,60	0,70	0,60	0,80	0,80
r2	max.		0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,25	0,40	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,60	0,60
	min.		0,08	0,08	0,08	0,10	0,16	0,20	0,16	0,20	0,16	0,20	0,20	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	0,40

Figura 4.10. Dimensiones de chavetas y chaveteros estandarizadas según DIN 6885 y sus respectivos juegos y tolerancias.

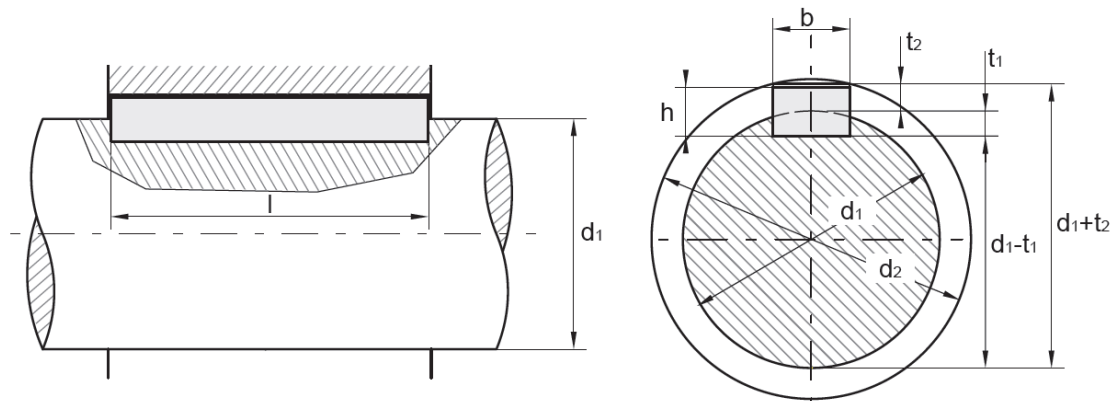


Figura 4.11. Detalle de dimensiones de chavetas, chavetero y diámetro de eje.

#### Fallo por cizallamiento y por aplastamiento

El esfuerzo  $F$  es originado por el momento torsor  $M_t$  transmitido a través de las poleas y es absorbido por la chaveta, el chavetero y el cubo de la polea (figura 4.12). La chaveta sufre un esfuerzo de cizallamiento y de aplastamiento.

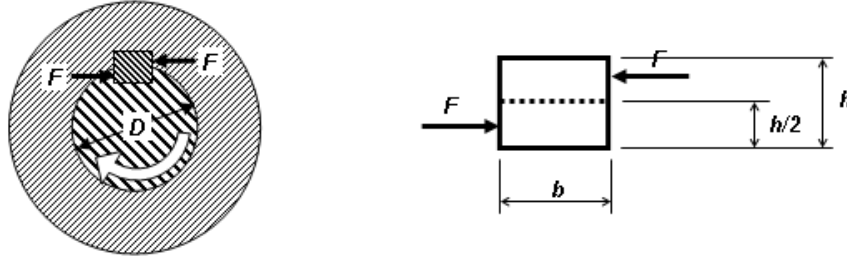


Figura 4.12. Diagrama de esfuerzos en chaveta.

Utilizando el criterio de Tresca, (H. Tresca, 1868) se tienen que la longitud mínima de la chaveta, para soportar el cizallamiento y el aplastamiento, debe verificar simultáneamente las siguientes ecuaciones.

$$L_{ciz} \geq \frac{4 M_t n_s}{D b S_y} \quad L_{apl} \geq \frac{4 M_t n_s}{D h S_y} \quad 4.1$$

Donde.

$M_t$ : Momento torsor transmitido.

$n_s$ : Factor de seguridad.

$D$ : Diámetro del eje.

$h$ : Altura de la chaveta.

$b$ : Ancho de la chaveta.

$S_y$ : Resistencia a la fluencia del material, para aceros normales,  $420 \text{ kg/cm}^2$ .

La longitud adoptada es la más desfavorable de ambas. Un coeficiente de seguridad adecuado para la mayoría de aplicaciones industriales es  $n_s = 3$ . Si la longitud calculada excede el espacio disponible para la chaveta, se aumenta el número de chavetas, distribuyéndolas siempre uniformemente en la periferia del eje. En la siguiente tabla se resumen los cálculos y resultados para las chavetas de las cuatro poleas. Tanto los ejes como los cubos de las poleas se mecanizaron en función de las dimensiones adoptadas.

Polea	$M_t$ kgcm	$D$ cm	$b$ cm	$h$ cm	$S_y$ kg/cm <sup>2</sup>	$L_{ciz}$ cm	$L_{apl}$ cm	Adopta L cm
1	122.14	2.54	0.8	0.7	420	1.72	1.96	4
2	244.3	2.54	0.8	0.7	420	3.44	3.93	4
3	40.71	2.54	0.6	0.6	420	0.76	0.76	4
4	122.14	2.54	0.8	0.7	420	1.72	1.96	4

Tabla 4.4. Dimensiones de chavetas adoptadas.

#### 4.2.6. Resultado final

En base a las dimensiones calculadas para los componentes de la transmisión mecánica, se realizó el diseño y la construcción de la estructura de soporte que aloja a las poleas,



correas y demás partes. En la figura 4.13 se muestra un esquema de cómo se organizan las poleas en dos etapas de multiplicación y el flujo de potencia transmitida.

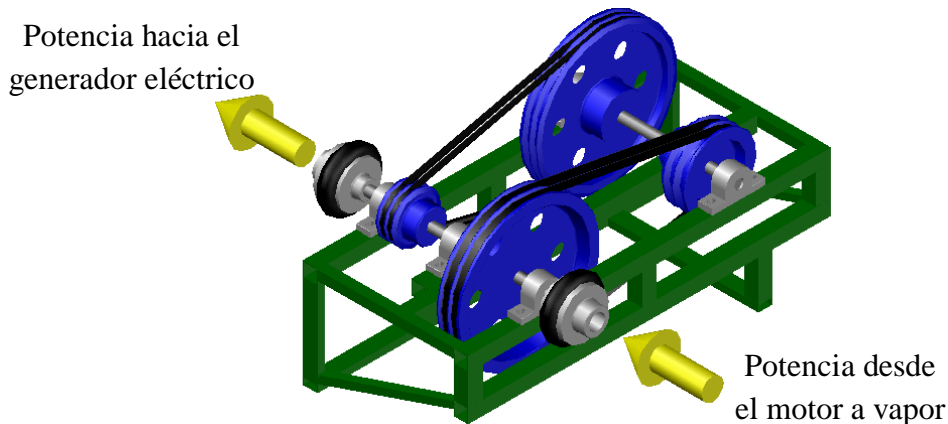


Figura 4.13. Esquema de la transmisión mecánica.

### 4.3. Diseño de la fundación de hormigón

El diseño de una fundación para el bloque de generación eléctrica debe resolver tres problemas principales.

- Los movimientos de las máquinas soportadas y de la fundación no deben ser excesivos, para evitar fallas y desperfectos de operación.
- Los asentamientos debidos a los efectos dinámicos deben estar dentro de ciertos límites posibles.
- Se deben disminuir o eliminar, las vibraciones transmitidas al suelo, y mediante este, a las instalaciones próximas.

#### 4.3.1. Consideraciones generales previas al cálculo

Las dimensiones de la fundación para el bloque de generación se fijaron acorde a los requerimientos de operación mínimas posibles para satisfacer a los criterios del diseño.

- ✓ Datos del diseño. Se consideraron los esfuerzos producidos por las maquinarias montadas en la fundación, como ser, cargas dinámicas y estáticas y las velocidades de operación. Se consideraron que las poleas empleadas están balanceadas dinámicamente así como el generador sincrónico y el motor a vapor a través de los contrapesos del cigüeñal.
- ✓ Diagrama detallado. Todas las partes empotradas, anclajes, aberturas, orificios, etc., están plasmadas en los planos de diseños. Los datos geométricos, dimensionales y "lay-out" de los componentes sobre la fundación se definen tomando como base los resultados del cálculo de la transmisión mecánica como la geometría de la bancada del motor a vapor.
- ✓ Propiedades del suelo. La zona donde será emplazada la fundación corresponde a una zona de montañas, cerros y colinas. El suelo en San Carlos es del tipo rocoso, según

mapa de suelos del INTA – Salta (Vargas Gil, 1989), asumiéndose los siguientes coeficientes para este tipo de suelo (Maciejewski, 1964).

Naturaleza del terreno	Peso específico	Presión admisible	Índice de compresibilidad	Angulo de la tierra gravante		Angulo de fricción interna	Coeficiente de fricción entre terreno y hormigón	
	$\gamma$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\sigma$ (kg/cm <sup>2</sup> )	C (kg/cm <sup>3</sup> )	$\beta$ (°)		$\delta$ (°)	M	
				Vegetable	Movido		Liso	Escabroso
Rígido, pedregullo y canto rodado	1700	Hasta 5	13 a 16	20	20	40	0.4	0.5

Tabla 4.5. Propiedades físicas del suelo.

- ✓ Vibraciones permisibles. El rango de amplitud admisible para las vibraciones originadas por los equipos montados y que se transmiten hacia la fundación, se acotan tomando como referencia valores sugeridos por la carta de Richart (1970) y valores límites adoptados por la Norma ISO2372-1974, figuras 4.14 y 4.15 respectivamente.

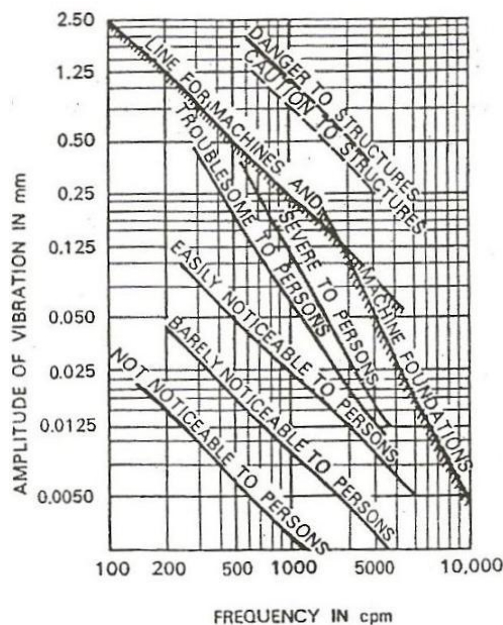


Figura 4.14. Carta de Richart.

Vibration Severity Range Limits (Velocity) From ISO 2372		Vibration Severity Ranges for Machines Belonging to:			
In/Sec (PK)	MM/Sec (RMS)	Class I < 20 HP	Class II 20-100 HP	Class III >100 HP	Class IV >100 HP
0.015	0.28	A	A	A	A (Good)
0.025	0.45				
0.039	0.71	B	B	B	B (Allowable)
0.062	1.12				
0.099	1.80	C	C	C	C (Tolerable)
0.154	2.80				
0.248	4.50	D	D	D	D (Not Permissible)
0.392	7.10				
0.617	11.2	D	D	D	D (Not Permissible)
0.993	18.0				
1.540	28.0	D	D	D	D (Not Permissible)
2.480	45.0				
3.940	71.0	D	D	D	D (Not Permissible)

Figura 4.15. Clasificación de severidades según ISO 2372-1974.

La Norma ISO 2372-1974 establece la *severidad de vibración admisible* para máquinas de bajas revoluciones, en las que se distinguen cuatro clases.

- CLASE I – Componentes individuales, totalmente conectados al conjunto de la máquina en condiciones normales de operación. Por ejemplo, pequeños motores eléctricos hasta 15kW.
- CLASE II – Máquinas de tamaño medio. Por ejemplo, motores eléctricos de 15 a 75kW o hasta 300kW en motores con cimentación especial.
- CLASE III – Motores principales grandes, con cimentación rígida y pesada.
- CLASE IV - Motores principales grandes montados sobre cimentación blanda y ligera. Por ejemplo, Turbo maquinaria (equipos con rpm > velocidad crítica).

Como puede observarse en la figura 4.8, la severidad de vibración se divide en cuatro rangos: A-Buena, B-Permisible, C-Tolerable o D-Inaceptable. Clasificamos nuestro sistema como CLASE I - Rango A y B y considerando éstos criterios se toman como amplitudes de oscilación admisibles, para un régimen de 300 rpm nominales.

Criterio Richart: 0.75 mm de desplazamiento.

Criterio ISO: entre 0.26 y 1.12 mm/s.

- ✓ Fundación. Se optó por construir una fundación del tipo prismática, de hormigón simple, dureza H21 (Figura 4.16). El macizo rígido contiene en su interior a toda la estructura metálica de apoyo en el cual se asienta el motor a vapor, la transmisión mecánica y el generador sincrónico mediante amortiguadores elastoméricos. Éstos disipan el efecto de las cargas dinámicas de las maquinas que componen al tren de generación eléctrica.



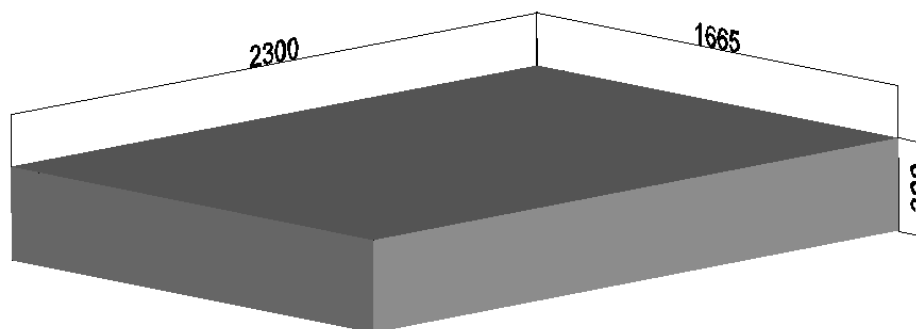


Figura 4.16. Dimensiones de la fundación.

#### 4.3.2. Dosificación del hormigón

La fundación es de hormigón dureza H-21. Su denominación significa que la tensión nominal a la compresión  $\sigma_{bk}$  vale  $210 \text{ kg/cm}^2$  y la tensión máxima o de rotura  $\sigma_{bm}$  es de  $260 \text{ kg/cm}^2$ . La mezcla teórica en volumen, para la producción de  $1 \text{ m}^3$  de hormigón es la siguiente (García Balado, 1982):

Agua	-----	$0.195 \text{ m}^3$
Cemento Portland	-----	$0.114 \text{ m}^3$
Agregado grueso	-----	$0.366 \text{ m}^3$
Arena	-----	$0.325 \text{ m}^3$

Los componentes, en  $\text{kg/m}^3$  de hormigón, son los siguientes.

Cemento Portland	-----	$360 \text{ kg/m}^3$
Agua	-----	$195 \text{ kg/m}^3$
Agregado pétreo grueso 3/4"	-----	$516 \text{ kg/m}^3$
Agregado pétreo intermedio 1/3"	-----	$423 \text{ kg/m}^3$
Arena Silíceas	-----	$835 \text{ kg/m}^3$
Peso total de la mezcla húmeda	-----	$2333 \text{ kg/m}^3$
Peso total de la mezcla seca	-----	$2138 \text{ kg/m}^3$

Se define la mezcla nominal en proporciones enteras (tabla 4.6). Esto facilita el trabajo de mezclado de los materiales y dosificación rápida cuando no se emplean agentes retardantes de fraguado de hormigón.

Materiales	Total	Proporción
Cemento	1.0	1
Agregado Pétreo Grueso	3.2	3
Arena Silíceas	2.3	2.5
Agua	2.0	2

Tabla 4.6. Mezcla en proporciones enteras para hormigón H21.

La presión ejercida por el bloque de hormigón, sobre el suelo de desplante, no debe superar los  $5 \text{ kg/cm}^2$  (Maciejewski, 1964). Para el cálculo de la presión sobre el suelo de fondo, se consideró el peso seco de la fundación y los pesos de todos los

componentes del bloque de potencia. En la tabla 4.7 se muestra dicho cómputo y verificación a la presión admisible del terreno.

Fundación	Volumen (m <sup>3</sup> )	Peso (kg)	Peso total (kg)	Área de apoyo (cm <sup>2</sup> )	Presión (kg/cm <sup>2</sup> )	¿Verifica?
Prismática	1.149	2456	3006	38295	0.079	Si

Tabla 4.7. Verificación a la presión admisible del suelo.

#### 4.3.3. Anclajes, aislación mecánica y acoples.

Estos son fundamentales para la durabilidad de los componentes en el tiempo y para el correcto funcionamiento de los mismos. El objetivo principal es asegurar el motor a vapor, la transmisión y el generador sincrónico sobre la cimentación de hormigón, para lo cual se construyó una estructura de anclaje. La unión entre los equipos y la estructura de anclaje se realizó mediante soportes de amortiguación, de caucho. En la figura 4.17 se muestra un esquema de la estructura soporte, la cual se aloja adentro de la fundación de hormigón armado.

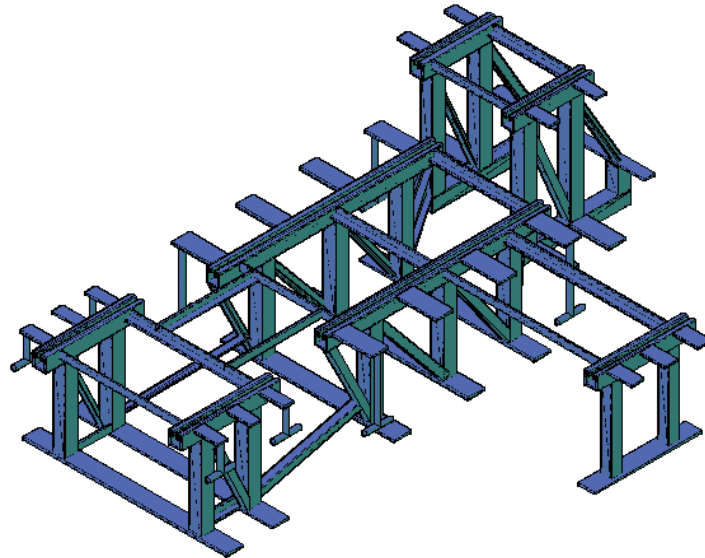


Figura 4.17. Esquema de estructura de soporte.

En la figura 4.18 se muestra el sistema motor – transmisión – generador acoplado en la estructura de soporte y anclaje (a) y sobre la cimentación diseñada (b).

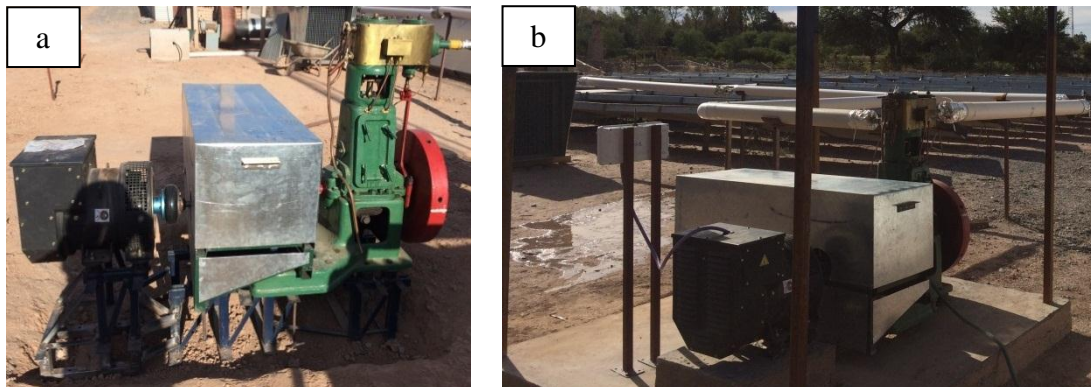


Figura 4.18. a) Sistema apoyado sobre estructura. b) Fundación realizada.

Tanto el motor a vapor como la transmisión mecánica y el generador eléctrico fueron montados sobre la estructura soporte mediante amortiguadores elastoméricos capaces de absorber vibraciones disminuyendo el efecto de transmisibilidad hacia la fundación y el suelo de desplante, como así también a componentes de la instalación de vapor (Frank Kreith, 1999). Muchos tipos de materiales aislantes y sistemas están disponibles comercialmente. La eficacia del aislamiento de la vibración se expresa mediante la transmisibilidad  $T_R$ , definida como la relación de la fuerza transmitida  $F_T$  a través del material aislante y la fuerza perturbadora  $F_o$ .

Esta fuerza perturbadora es producto del desbalanceo de las partes en movimiento del motor a vapor, que normalmente se relacionan a los esfuerzos dinámicos de orden superior, que no pueden ser eliminados con los contrapesos del cigüeñal. Si bien las amplitudes de dichas perturbaciones suelen ser considerablemente inferiores a las de primer orden, pueden originar fatiga en los materiales sometidos así como desprendimiento de los anclajes insertos en la fundación de hormigón. La figura 4.19 muestra los aisladores elastoméricos empleados en el motor a vapor (izquierda) y en el generador síncronico (derecha).



Figura 4.19. Aisladores elastoméricos empleados para aislación mecánica.

El acople del motor a vapor a la transmisión mecánica, y de esta última al generador síncronico, se realizó mediante acoples de banda entera elastoméricos. Para la selección de los mismos, lo primero que se define es el factor de servicio (figura 4.20), que está relacionado con el tipo de carga (régimen), la máquina accionada y el tipo accionamiento.

Dado que la carga en el eje del motor a vapor puede ser variable, se adopta un factor de servicio de 2.5, por lo que la potencia a transmitir por los acoples resulta de la ecuación 4.2. Donde  $N_u$  es la potencia efectiva desarrollada por el motor a vapor en su eje, expresada en HP.

$$N_t = N_u \cdot F_s \quad 4.2$$

TIPO DE CARGA	TIPO DE MÁQUINA ACCIONADA	MOTOR ELÉCTRICO	MOTOR A COMBUSTIÓN	
			+ 4 CILIN.	1 A 3 CILIN.
REGULAR	AGITADORES DE DENSIDAD CONSTANTE - BOMBAS CENTRÍFUGAS VENTILADORES CENTRÍFUGOS Y AXIALES - TRANSPORTADORES A BANDA, TORNILLO O CADENA - SLITTERS - GENERADORES DE CARGA UNIFORME	1.0	1.5	2.0
IRREGULAR	AGITADORES DE DENSIDAD VARIABLE - BOMBAS CENTRÍFUGAS CARGA VARIABLE - BOMBAS A ENGRANAJES, LÓBULOS PALETAS O PISTONES AXIALES - SOPLADORES TIPO ROOTS - COMPRESORES A TORNILLO ELEVADORES A CANGILONES - TRANSPORTADORES A RODILLOS HIDROPULPERS - JORDANS - BOBINADORES - MÁQUINAS TEXTILES MÁQUINAS PARA MADERAS - MOLEADORAS A CUCHILLAS - EXTRUSORAS	1.5	2.0	2.5
PULSANTE	EQUIPOS DE IZAJE - MOTO SOLDADORAS - MÁQUINAS HERRAMIENTAS CILINDRADORAS DE ACERO - TRAFILADORAS - BOBINADORAS INDUSTRIA DEL ACERO - PRENSAS DE PAPEL - ZARANDAS ROTATIVAS MOLINOS A CUCHILLAS Y A RODILLOS - TRITURADORAS A CONOS Y A MARTILLOS - HORNOS, LAVADORES Y SECADORES ROTATIVOS VENTILADORES DE TORRES DE ENFRIAMIENTO - VENTILADORES DE TIRO INDUCIDO.	2.0	2.5	3.0
ALTAMENTE PULSANTE ALTERNATIVA INVERSIÓN DE MARCHA	TRANSPORTADORES RECÍPROCOS - CHIPERAS PARA MADERA MOTOCOMPRESORES - COMPRESORES RECÍPROCOS A PISTONES DE SIMPLE O DOBLE ACCIÓN - MEZCLADORAS Y CALANDRAS DE CAUCHO BAMBURY - ZARANDAS VIBRATORIAS - MOLINOS A BOLAS Y A MANDÍBULAS - BOMBAS DE POZO A PISTÓN - TRANSPORTADORES A RODILLOS PARA INDUSTRIA DEL ACERO	2.5	3.0	3.5

Figura 4.20. Determinación del factor de servicio.

Con el valor del régimen de revoluciones al que debe trabajar el acople en cuestión, se ingresa en el siguiente ábaco hasta encontrar la potencia requerida  $N_r$  o inmediatamente superior. Se espera que para un régimen de 250 rpm el motor a vapor desarrolle una potencia mecánica útil de 3.5 – 4 HP, por lo que  $N_r = 10$  HP.

MODELO	E 20	E 25	E 30	E 35	E 45	E 50	E 60	E 70	E 80	E 90	E 95	E 105	E 120	E 120	E 140	E 140	E 170	E 170	E 200	E 200
R.P.M	20	25	30	35	45	50	60	70	80	90	95	105	120	120	140	140	170	170	200	200
50	0.3	0.4	0.7	0.9	2.1	3.1	5.0	8.9	11	16	17	22	35	60	106	167				
100	0.6	0.8	1.3	1.8	4.1	6.2	9.9	18	23	32	34	45	71	120	212	334				
250	1.4	2.0	3.3	4.7	10	16	25	44	57	80	84	112	177	301	531	835				
500	2.8	4.0	6.7	9.0	21	31	50	89	113	159	169	223	354	602	1062	1671				
750	4.2	5.9	10	13	31	47	74	133	170	239	253	335	531	903	1593	2506				
1000	5.7	7.9	13	18	41	62	99	177	227	319	337	446	708	1204	2124	3342				
1250	7.1	10	17	22	51	78	124	221	283	398	421	558	885	1505	2655	4177				
1500	8.7	12	20	26	62	93	149	266	340	478	506	669	1062	1806						
1750	9.9	14	23	31	72	109	173	310	397	558	590	781	1239	2106						
2000	11	16	27	35	82	125	198	354	453	637	674	892								
2250	13	18	30	40	92	140	223	398	510	717	758	1004								
2500	14	20	33	44	103	156	248	443	566	797	843	1115								
2750	16	22	37	48	113	171	273	487	623	876	927	1227								
3000	17	24	40	53	123	187	297	531	680	956										
3500	20	28	47	61	144	218	347	620												
4000	23	32	53	70																
5000	28	40	67	88																
MOMENTO TORSOR (KGM)	4	5.6	9.4	12	29	44	70	125	160	225	238	315	500	850	1500	2360				

Figura 4.21. Tabla para selección del tipo de acople.

El acople necesario para el motor a vapor es del tipo Euroflex<sup>®</sup> – 25 y para el generador sincrónico Euroflex<sup>®</sup> – 45. El último paso es verificar que el diámetro máximo de las masas de los acoples sea superior a los diámetros de los ejes del motor y el generador. Bajo esta condición, el acople que se adapta a los diámetros de ambos ejes es el Euroflex<sup>®</sup> – 45, pero cómo este acople tiene una potencia máxima a transmitir de 10 HP, igual a la potencia de cálculo  $N_r$ , se adopta un acople Euroflex<sup>®</sup> – 50 el cual es capaz de transmitir una potencia de hasta 16 HP y un momento torsor de 44 kgm (431 Nm). Las



dimensiones se muestran en la figura 4.22. Se adopta el mismo acople para ambas máquinas. Estos se fabrican bajo los lineamientos de la norma ISO 9001.

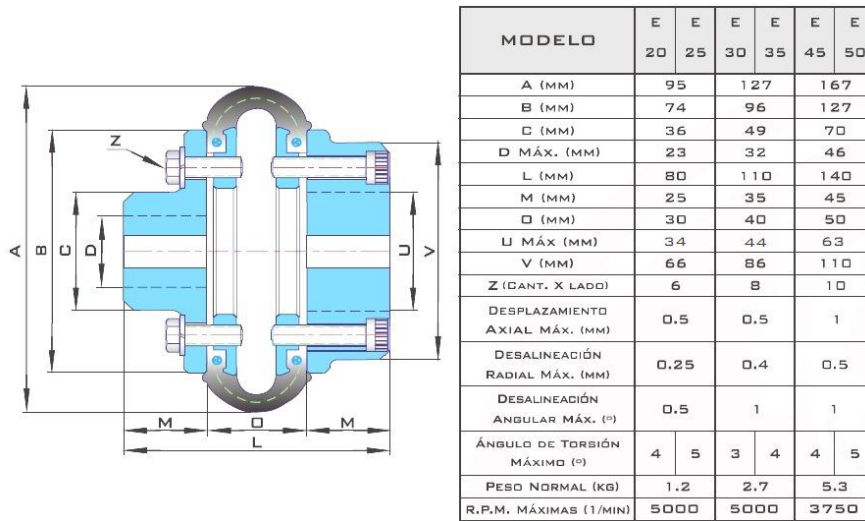


Figura 4.22. Esquema y dimensiones del acople empleado.

#### 4.4. Conclusiones del capítulo

En este capítulo se abordó el dimensionamiento de los elementos de acople entre el motor a vapor y el generador eléctrico y a su vez el anclaje con el suelo. La transmisión mecánica resulta en un amplificador de revoluciones llevando al régimen del motor a vapor de 250 rpm (nominales) a una velocidad de giro de 1500 rpm, que es la velocidad de sincronismo del generador trifásico. De este modo, la relación de transmisión teórica resulta de 6, valor que, dadas las dimensiones de las poleas, es fijo. Esto obliga al motor a funcionar siempre en régimen de velocidad constante, pudiendo variar dentro de ciertos márgenes impuestos por el rango de tolerancia de frecuencia en el generador eléctrico. El valor real de la relación de transmisión depende de los diámetros primitivos estandarizados de las poleas empleadas y de la mitigación o supresión del efecto de resbalamiento entre las poleas y las correas, a través de un correcto pretensado de las mismas.

El cálculo del tipo y dimensiones de las poleas, basado en la potencia mecánica a transmitir, permitió dimensionar los demás componentes de la transmisión, como ser ejes, chavetas, rodamientos y soportes o cojinetes. La distribución de los mismos facilita la construcción de la estructura de soporte del bloque de potencia. Se optó por ejes de igual diámetro para facilitar la mecanización de los mismos y para una selección uniforme de los rodamientos y cojinetes. En cuanto a las chavetas, se decidió también por dimensionar a todas por igual longitud, satisfaciendo la longitud mínima al aplastamiento y cizallamiento. Las verificaciones de los rodamientos, con programa provisto por SKF, determinan una vida útil mayor a  $10^6$  horas equivalentes de funcionamiento bajo las solicitaciones de carga previstas.

Con respecto a la fundación, la misma se diseñó en una geometría prismática rectangular considerando el espacio necesario para la inmersión de la estructura soporte

y la altura de la misma se determinó en 300 mm, de modo de satisfacer las condiciones de presión admisible impuestas por Maciejewski. El hormigón vertido es del tipo H21, el mismo empleado en las fundaciones y columnas de transmisión eléctrica de Media Tensión y Alta Tensión y la dosificación se realizó siguiendo el procedimiento de García Balado. La fundación muestra solidez a la hora de operar el motor, no observándose corrimientos de bordes ni oscilaciones en la estructura parasol.

#### 4.5. Referencias

- Dellicompagni P., Franco J., Altamirano M., Hongn M., (2015). Caracterización de un motor a vapor de doble efecto. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 19, pp.03.01-03.12, 2015. ISSN 2314-1433.
- Dunlop. Catálogo de correas industriales. Disponible en [http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo\\_Correas\\_industriales.pdf](http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf). Sitio web consultado en Junio de 2014.
- García Balado J. F.. (1982). Método para la dosificación de hormigones. Publicación Técnica del Instituto del Cemento Portland Argentino. Buenos Aires.
- ISO 2372:1974. Mechanical vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rev/s. Basis for specifying evaluation standards. Guía práctica disponible en <http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/normativa/iso2372.html>.
- Kreith F., Mechanical Engineering Handbook. Pp. 61 – 63. CRC Press LLC, 1999.
- Maciejewski T.. (1964). Calculo de fundaciones para líneas de transmisión de energía eléctrica con el método de Sulzberger. Associate Member of Institution of Electrical Engineers (AMIEE). Sociedad de Estudios y Proyectos de Electrificación (SEPE).
- Norma DIN 6885 h1 A. Chavetas de ajuste. Ranuras. Forma alta. Deutsches Institut für Normung. Consultada en el Centro de Documentación Unificada. Universidad Nacional de Santiago del Estero, sede Parque industrial. Facultad de Ciencias Exactas y Tecnologías.
- Norma ISO 76 – 1987. Rodamiento de portes - posiciones de carga Estáticas. International Organization for Standardization. Consultada en el Centro de Documentación Unificada. Universidad Nacional de Santiago del Estero, sede Parque industrial. Facultad de Ciencias Exactas y Tecnologías.
- Richart F. E. Jr, Hall J.R. Jr. and Woods R.D. (1970). Vibrations of soils and foundations. Prentice Hall.
- Saint-Venant A. J. C. B. (1855). Memoire sur la Torsion des Prismes. Mem. Divers Savants.

SKF Argentina. Sitio web <http://www.skf.com/ar/index.html>. Software para cálculo de rodamientos disponible en <http://www.skf.com/ar/knowledge-centre/engineering-tools/skfbearingcalculator.html>.

Tresca H. E. (1868). Mémoires sur l'écoulement des corps solides. Imprimerie impériale. Paris.

Vargas Gil J. R.. (1989). Mapa de suelos de la provincia de Salta. INTA – SAGPyA. Proyecto Arg. 85/019. Vista: <http://www.portaldesalta.gov.ar/imagen2/suelos1.jpg>.

# **CAPÍTULO 5**

## **ESTUDIO**

### **EXPERIMENTAL**

#### **DEL BLOQUE DE**

##### **POTENCIA**



### 5.1. Introducción

En este capítulo se presenta el estudio experimental del motor a vapor y del generador eléctrico. El objetivo de estos ensayos es caracterizar la máquina de vapor y determinar su potencia indicada. En esta oportunidad, el motor se ensayó con su eje mecánico en vacío, por lo que los parámetros obtenidos se referirán al comportamiento de la máquina en diferentes regímenes sin carga alguna. Para tales ensayos, se utilizaron las instalaciones de la Planta Piloto de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Salta, en donde se empleó una caldera-generador de vapor cuyas características principales son las siguientes.

- Presión de trabajo:  $7 \text{ kg/cm}^2$
- Presión máxima:  $8 \text{ kg/cm}^2$
- Caudal máximo de vapor generado:  $107 \text{ kg/h}$
- Capacidad:  $60000 \text{ kcal/h}$
- Tiempo de arranque: 30 a 40 minutos.

Independientemente del motor de vapor, se realizaron ensayos de generación eléctrica con el generador trifásico accionado por otro motor eléctrico. En este caso se buscó determinar la respuesta del equipo de generación para diversos estados de carga eléctrica y así determinar el caudal de vapor, la presión de admisión, la potencia mecánica necesaria y el torque que deberá suplir el motor a vapor. Estos ensayos se realizaron en el campus experimental del INENCO. Para el accionamiento del generador eléctrico se utilizó un motor trifásico de  $11 \text{ kW}$  de potencia nominal. La regulación del régimen de revoluciones se realizó mediante un controlador programable – variador de frecuencia – instalado en una cabina de control, en las cercanías del emplazamiento. Tanto la transmisión mecánica como la estructura soporte del generador sincrónico se anclaron directamente al suelo.

Por último, se determina la potencia mecánica útil desarrollada por el motor en su eje mecánico, para diferentes estados de carga mecánica, presión de admisión y régimen de rpm. Estos ensayos fueron realizados *in situ*, con el motor conectado a la línea principal de vapor del sistema CFL de San Carlos. La medición de potencia mecánica útil y del torque en el eje se realizó mediante un torquímetro accionado por un freno hidráulico manual. Además se tomaron mediciones de caudal, presión, temperatura y demás parámetros que permitiesen realizar una caracterización de potencia más completa.

### 5.2. Caracterización del motor a vapor en vacío

La primera medida antes del montaje del motor a vapor en el CFL, fue caracterizar el funcionamiento del mismo en vacío, para conocer las condiciones de operación ya que en el momento de la adquisición del mismo no se contaba con la información técnica de la máquina. Las figuras 5.1a-b muestran cómo se montó el motor a vapor en la Planta Piloto y la caldera empleada para la generación de vapor. Esta caldera opera a una presión máxima de  $8 \text{ kg/cm}^2$  y un caudal máximo de  $107 \text{ kg/hora}$ .

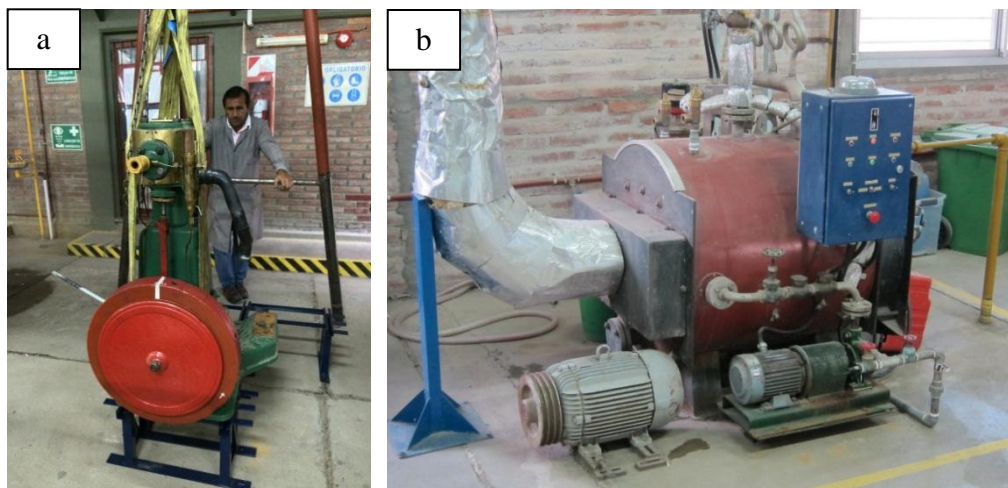


Figura 5.1. a) Montaje de motor sobre estructura. b) Caldera empleada.

La conexión del motor a la línea de vapor de la caldera se realizó con caño galvanizado de 1/2" de diámetro nominal, aislado con lana de vidrio de 1" de espesor. El vapor residual de escape es liberado a la atmosfera exterior del laboratorio. Previa a la conexión se realizaron las pruebas de hermeticidad de la instalación de vapor por razones de seguridad. La alimentación y regulación del caudal de vapor se realizó mediante una válvula manual tipo exclusiva. Durante los ensayos realizados se midieron los siguientes parámetros.

- Temperatura del vapor de admisión.
- Presión máxima y mínima del vapor de admisión.
- Revoluciones por minuto en el eje mecánico.
- Temperatura exterior del cabezal del motor (termografía infrarroja).

En primera instancia se estimó la potencia indicada de la máquina y la potencia útil efectiva. Se calcularon los rendimientos mecánicos y globales para distintos regímenes de rpm y se confeccionó una planilla de caracterización con los principales datos del motor a vapor.

#### 5.2.1. Estimación de la potencia indicada

La potencia indicada de una máquina térmica es la desarrollada por la expansión del vapor en el interior del cilindro. Parte de esta potencia se necesita para vencer las pérdidas mecánicas (fricción de partes móviles, movimiento de componentes, expulsión de vapor residual, etc.). Por lo tanto, la potencia realmente aprovechable de la expansión del vapor se denomina potencia útil.

El cálculo de la potencia indicada de un motor a vapor ( $N_{IT}$ ) se puede lograr por medio del diagrama dinámico ideal. Esta es una de las aplicaciones más importantes del mismo, sin embargo, en el caso de no disponerse de dicho diagrama, la potencia indicada, en HP, puede estimarse analíticamente mediante la expresión empírica de Grassmann (Bahr y Herre, 1951; Dubbel, 1925; Hütte, 1926):

$$N_{iT} = \frac{1.0033 \cdot 2\pi \cdot 10^4 \cdot p_m \cdot n \cdot l}{4 \cdot 75 \cdot 60} (D_s^2 + D_i^2 - d_i^2) \quad 5.1$$

Dónde:

$p_m$ : presión media, en bar.

$n$ : velocidad angular, en rpm.

$l$ : carrera total del émbolo, en m.

$D_s$ : diámetro de la cara superior del pistón, en m.

$D_i$ : diámetro de la cara inferior del pistón, en m.

$d_i$ : diámetro del eje vertical solidario al pistón, en m.

### 5.2.2. Estimación de la potencia útil

El valor de la potencia mecánica que va a entregar la máquina corresponde a la potencia efectiva o útil y será la diferencia entre la potencia indicada (bruta o nominal) y la potencia que se invierte en vencer las resistencias pasivas y rozamiento entre piezas móviles. Mediante la relación  $N_i/c_m$  ( $c_m$  velocidad media del embolo), se puede estimar la pérdida de potencia haciendo uso de las tablas de rendimiento mecánico ilustradas en la figura 5.2 (Bahr y Herre, 1951).

Máquinas monocilíndricas de escape libre		Máquinas de condensación			
		Monocilíndricas		Bicilíndricas	
$\eta_m$	$\frac{N_i}{c_m}$	$\eta_m$	$\frac{N_i}{c_m}$	$\eta_m$	$\frac{N_i}{c_m}$
0,71	4,2	—	—	—	—
0,73	8,2	0,69	8,7	—	—
0,75	13,3	0,71	14,1	0,68	14,6
0,77	18,2	0,73	19,1	0,70	20,0
0,79	25,5	0,75	26,6	0,72	27,7
0,80	37,5	0,77	39,1	0,74	40,4
0,81	49,1	0,78	51,1	0,76	53,0
0,82	60,9	0,79	63,2	0,77	65,2
0,83	72,5	0,80	75,2	0,78	77,3
0,84	95,5	0,81	98,9	0,79	101,6
0,85	118	0,82	122	0,80	126
0,86	233	0,84	239	0,81	246
0,87	459	0,85	469	0,82	486
0,88	683	0,86	696	0,83	721
0,89	1125	0,87	1149	0,84	1191
0,90	2220	0,88	2268	0,85	2342

Figura 5.2. Rendimientos para motores a vapor.

La potencia perdida ( $N_v$ ) y la potencia útil ( $N_u$ ) resultarán según las ecuaciones 5.2 y 5.3 respectivamente.

$$N_v = (1 - \eta)N_{iT} \quad 5.2$$

$$N_u = N_{iT} - N_v \quad 5.3$$

Si bien estos rendimientos permiten tener una estimación de la potencia mecánica útil, la determinación de la misma debe realizarse específicamente para la máquina disponible y montada en la línea de vapor del CFL. La medición de potencia útil y el torque mecánico se describirá más adelante en este capítulo.

### 5.2.3. Metodología, definición de parámetros y régimen de revoluciones

Realizada la instalación de la línea de vapor y chequeada su hermeticidad, se prosiguió a lubricar todas las partes móviles del motor accesibles desde el exterior y a través de conductos de lubricación. El arranque y puesta en régimen de la caldera tomó entre 30 y 40 minutos, abarcando el chequeo de la presión de vapor producido, el purgado de la instalación y purgado del motor. Para este último paso, las transferencias de purga de condensado, debieron estar abiertas, hasta que el cabezal del motor alcanzó una temperatura de 70 °C.

Se arrancó el motor de manera manual, accionando con un brazo de palanca directamente desde el volante de inercia. En el momento que sucede el arranque, se chequeó que salga solamente vapor desde el conducto de purga, arriba mencionado, para luego cerrar las válvulas de purga.

El aumento de presión se realiza gradualmente mediante una válvula, colocada en la entrada de vapor del motor. Este aumento de presión varía desde cero hasta que el motor alcanza su régimen de giro nominal. El máximo régimen alcanzado fue de 288 rpm.

Se realizó el ensayo con el motor montado en su estructura metálica de soporte, se midieron: temperatura, presión máxima y mínima, para diferentes regímenes de revoluciones por minuto, como muestra la tabla 5.1.

Velocidad de giro	P <sub>mín</sub>	P <sub>máx</sub>	Temperatura	Potencia Indicada N <sub>i</sub>	Error relativo $\Delta N_i$	Error porcentual e <sub>Ni%</sub>
Rpm	bar	bar	°C	HP	HP	%
45	2.0	2.10	122	0.55	0.15	27
65	3.5	4.00	147	1.44	0.23	16
96	4.0	6.00	152	2.84	0.39	14
116	3.0	4.60	150	2.61	0.46	18
136	4.0	6.00	153	4.03	0.53	13
200	3.5	6.50	153	5.93	0.88	15
206	3.5	7.00	154	6.41	0.95	15
230	3.5	7.00	153	7.16	1.05	15
246	2.5	5.00	152	5.47	1.12	20
270	3.0	6.30	153	7.44	1.27	17
288	2.0	5.50	154	6.40	1.62	25

Tabla 5.1. Cálculo de potencia indicada y útil.

Los valores de presión se mantuvieron dentro del rango de valores esperados para un régimen de operación cercano al nominal. La presión máxima de admisión fue del orden de los 6 bar en régimen nominal. Para el arranque del motor a 65 rpm se necesitaron cerca de 4 bar. El régimen de 45 rpm se corresponde a la presión de vapor con la caldera aún caliente pero apagada, una vez terminado el ensayo y el motor en movimiento con el mínimo de vapor disponible en la admisión, alrededor de 2 bar. La presión máxima se establece en la carrera de admisión y es la necesaria para empujar el embolo y transmitir

el esfuerzo hacia el cigüeñal, biela-manivela de por medio. Esta presión actúa en las dos caras del pistón, en las carreras de ascenso y descenso.

El torque se manifiesta en el eje rotativo de la máquina y su valor máximo, para un régimen de revoluciones dado, se debe a la máxima presión del vapor. En el momento en que el vapor ingresa al cilindro, el pistón ya habrá pasado por el PMS y comenzado su carrera de descenso. Por lo general, el mayor esfuerzo actúa sobre el embolo cuando el cigüeñal tiene un avance de  $90^\circ - \beta$  (ver ángulo  $\beta$  en capítulo 3, figura 3.4) respecto a la vertical.

La fuerza absorbida por la cara del embolo es transmitida por la corredera (eje del pistón) hasta el muñón del cigüeñal, a través de la biela. Esta fuerza se descompone en dos direcciones, una tangencial a la trayectoria del muñón y otra radial al brazo de cigüeñal. La primera componente dará el torque o par motor, la segunda componente dará el esfuerzo absorbido por los cojinetes. Se presenta en tabla 5.2 los valores de potencia y torque calculados.

Velocidad de giro	Potencia Indicada Ni	Potencia Útil Nu	Torque Nm	
rpm	HP	HP	Superior	Inferior
45	0.55	0.39	93.80	88.15
65	1.44	1.03	178.66	167.90
96	2.84	2.03	267.99	251.84
116	2.61	1.87	205.46	193.08
136	4.03	2.88	267.99	251.84
200	5.93	4.24	290.32	272.83
206	6.41	4.58	312.66	293.82
230	7.16	5.12	312.66	293.82
246	5.47	3.91	223.33	209.87
270	7.44	5.32	281.39	264.44
288	6.40	4.58	245.66	230.86

Tabla 5.2. Potencia y torque.

En la figura 5.3 se observa que el torque disponible en el eje mecánico alcanza su valor máximo para un régimen de 197 rpm y le corresponde un valor de 290 Nm, mientras que la curva de potencia indicada se mantiene aún en crecimiento llegando a su valor máximo a las 286 rpm, el mismo vale alrededor de 7 HP para la máquina operando en vacío. Este comportamiento es característico de motores térmicos, en el que el punto de torque máximo se denomina *punto de diseño óptimo*.

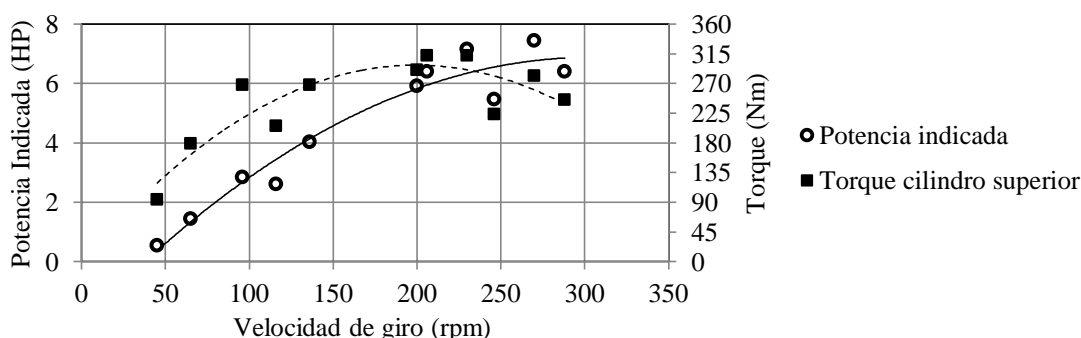


Figura 5.3. Potencia indicada y torque, para diferentes regímenes de rpm en vacío.

La disminución del torque luego del punto de diseño óptimo se puede deber a los siguientes factores.

- Insuficiente llenado de vapor en la admisión,
- Inadecuado escape de vapor residual,
- La fracción de tiempo para cada expansión se reduce,
- El avance a la admisión no es suficiente,
- Bajo título de vapor,
- Pérdida de vapor por condensación y por empaquetaduras.

El desfase entre ambas curvas se debe a que la potencia resulta del producto del torque por el número de revoluciones, y aunque comienza a disminuir el par que ofrece el motor, este efecto se compensa por el aumento del régimen de giro, y es por esto que la potencia sigue aumentando hasta su valor máximo y luego comienza a decrecer, aun superado el régimen para torque máximo. Normalmente, el punto de torque máximo se encuentra al rededor del 70% del régimen nominal de revoluciones, es decir, de aquel al que se produce la máxima potencia. Considerando que el punto de diseño óptimo se encuentra para 197 rpm y el punto de máxima potencia se corresponde para 286 rpm, existe un desfase del 68,8% en la escala de rpm, para el motor en cuestión.

#### 5.2.4. Potencia de expansión. Rendimiento mecánico y rendimiento total

El fluido caloportador es el vapor de agua y su energía en el ingreso al motor está dada por la entalpía antes de la expansión  $h_i$  y la energía de salida es la entalpía  $h_o$  al final de dicho proceso. La potencia de expansión ( $N_{exp}$ ) desarrollada en un ciclo completo está dada por la ecuación 4.18.

$$N_{exp} = 1,93 m (h_i - h_o) 2\pi n/60 \quad 5.4$$

Donde  $m$  es la masa de vapor en kg que ingresa al cilindro en una embolada y depende del caudal de vapor y del período de tiempo dado por el régimen de revoluciones. El factor 1,93 se debe a que los volúmenes superior e inferior difieren en un 7% a causa de estar el eje solidario a la cara inferior del pistón. Las entalpías de entrada y salida del vapor dependen de la presión medida y están dadas en kJ/kg.

El rendimiento mecánico ( $\eta_{mec}\%$ ) se define como la relación entre la potencia útil desarrollada por el motor a vapor y la potencia de expansión, según la ecuación 5.5 (Rojas y Ureña, 2012).

$$\eta_{mec} \% = \frac{N_u}{N_{exp}} * 100 \quad 5.5$$

Por otro lado, definimos el rendimiento total como la relación entre la potencia de expansión y la potencia térmica que posee el vapor a la entrada del motor a vapor. El rendimiento total de la máquina es cuánto de esa potencia de entrada disponible será aprovechada para transferir trabajo mecánico al eje, para cada régimen de revoluciones

por minuto. La potencia en kW disponible en el fluido caloportador  $N_d$ , a la entrada del cilindro, depende del caudal másico en kg/s y de la entalpía del vapor en kJ/kg.

$$N_d = \dot{m} h_i \quad 5.6$$

El rendimiento total ( $\eta_{total}\%$ ) está dado por la ecuación 5.7.

$$\eta_{total}\% = \frac{N_{exp}}{N_d} 100 \quad 5.7$$

La figura 5.4 muestra el rendimiento mecánico y el total o global. Similar comportamiento muestran otras máquinas térmicas (Prasad, 1993) en cuanto a la entrega de potencia mecánica efectiva, como ser, turbinas convencionales, motores a tornillo, motores rotativos o Wankel. Todas éstas insinúan un incremento en la potencia disponible en el eje mecánico, para regímenes de revoluciones crecientes (Badr et al., 1991). En tabla 5.3 se resumen los parámetros de mayor interés en la caracterización realizada.

Parámetro	Valor	Unidad	Observaciones
Fabricante	-	-	Cromwel, Spinks & Grime
Tipo de motor	-	-	Reciprocante
Nº de cilindros	1	-	Pistón doble efecto
Nº de cámaras de expansión	2	-	-
Sistema de distribución	-	-	Exéntrica y corredera
Potencia nominal	7	CV	A régimen nominal 300 rpm
Torque nominal (promedio)	54	kg m	Calculado
Velocidad nominal	300	rpm	Bajo umbral de protección mecánica
Volumen absoluto superior	1407	cm <sup>3</sup>	Expansión PMS - PMI
Volumen absoluto inferior	1367	cm <sup>3</sup>	Expansión PMI - PSI
Velocidad de oscilación media	1.11	mm/s	Sobre amortiguación elastomérica y estructura metálica
Velocidad de oscilación máxima	2.94	mm/s	
Amplitud máxima	0.15	mm	
Consumo de vapor nominal	80	kg/h	A régimen nominal 300 rpm
Presión de admisión nominal	7	bar	A régimen nominal 300 rpm
Temperatura de entrada nominal	165	°C	A régimen nominal 300 rpm
Presión de condensación	1	bar	Escape libre a la atmósfera
Entalpía de vapor de entrada	2752.89	kJ/kg	A régimen nominal 300 rpm
Entalpía de vapor de salida	2706.92	kJ/kg	A régimen nominal 300 rpm
Entropía del vapor de entrada	6.7852	kJ/kgK	A régimen nominal 300 rpm
Entropía del vapor de salida	7.1223	kJ/kgK	A régimen nominal 300 rpm
Trabajo de expansión nominal	419	J/ciclo	
Coefficiente de expansión (promedio)	-8	-	Con curva de ajuste exponencial
Tipo de aceite	-	-	Omala S1 W 460
Grado de viscosidad	460	-	ISO 3448
Viscosidad cinemática a 40 °C	460	mm <sup>2</sup> /s	
Viscosidad cinemática a 100 °C	31.2	mm <sup>2</sup> /s	
Rendimiento mecánico	29	%	A régimen nominal 300 rpm
Rendimiento total	21	%	A régimen nominal 300 rpm

Tabla 5.3. Tabla de caracterización del motor a vapor.

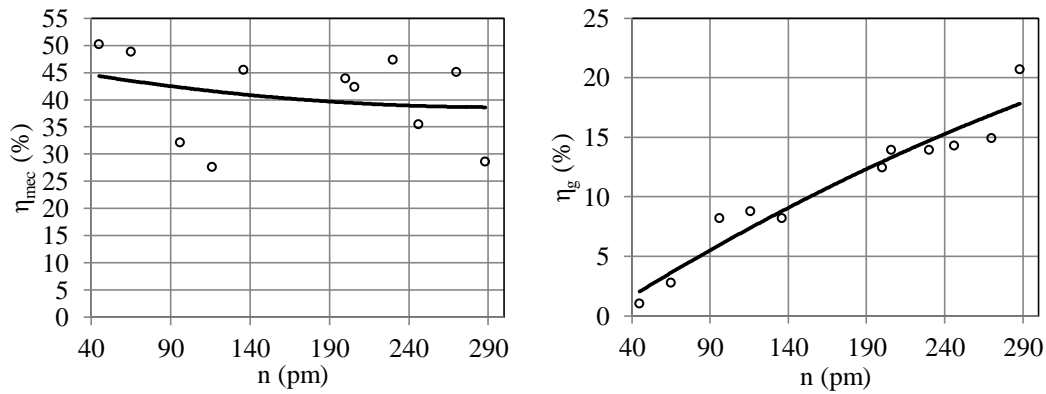


Figura 5.4. Rendimiento mecánico (izq.) y Rendimiento total (der).

### 5.3. Ensayo del generador sincrónico de 16 kVA

Si bien el generador adquirido se encuentra caracterizado de fábrica, se planteó la necesidad de repetir alguno de estos ensayos. Para el accionamiento del generador eléctrico se utilizó un motor trifásico de 11 kW de potencia nominal (figura 5.5), por medio de una transmisión cuya relación de transmisión efectiva promedio fue de  $k_t = 4.3$  en primera instancia y luego de  $k_t = 1.97$ , para las condiciones de carga dadas. El cambio de poleas y de relación de transmisión se debió a que el motor de accionamiento alcanzó su límite de torque para su régimen estable, razón por la cual se producía la actuación de la protección térmica del equipo variador de frecuencia, por sobre torque. Al cambiar la relación de transmisión desde 4.3 a 1.97, se logró trabajar en un rango de potencia eléctrica de casi el doble. La regulación del régimen de revoluciones se realizó mediante variador de frecuencia instalado en una cabina de control, en las cercanías del montaje. Tanto la transmisión mecánica como la estructura soporte del generador sincrónico se anclaron directamente al suelo mediante varillas de hierro torsionadas.

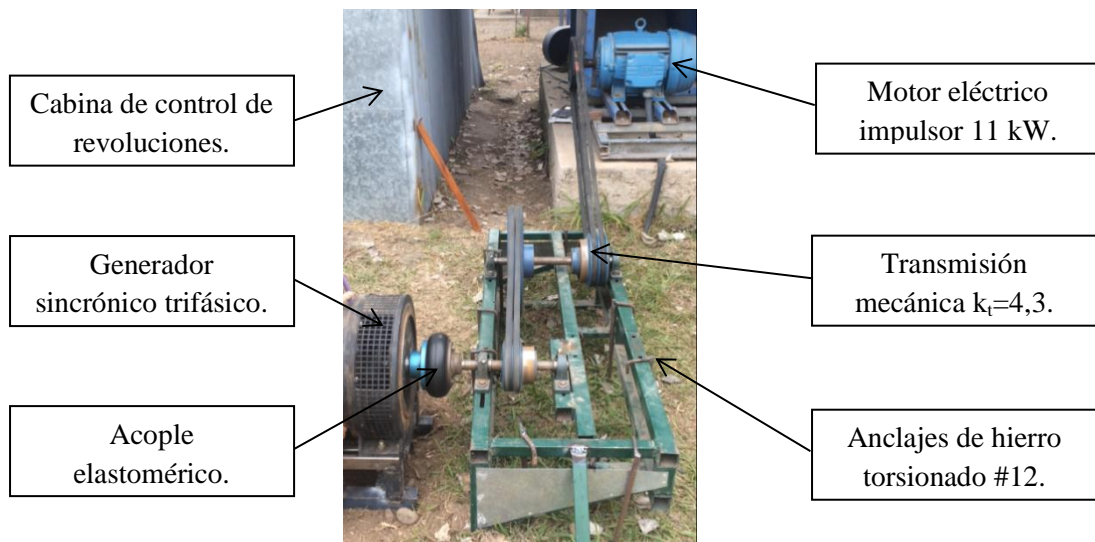


Figura 5.5. Anclaje de estructura al suelo y montaje.  $k_t = 4.3$ .

A los efectos de tener una caracterización del generador sincrónico, se realizaron ensayos básicos para determinar su comportamiento tanto en vacío como en diferentes regímenes de carga. Tomando como base el protocolo de ensayos del fabricante del



generador eléctrico, se realizaron los siguientes ensayos, todos con el regulador automático conectado.

- Ensayo en vacío.
- Ensayo de sobre velocidad del 10%.
- Ensayo con potencia variable.

### 5.3.1 Ensayo de vacío

Este ensayo consistió en aumentar gradualmente las revoluciones en el rotor del generador sincrónico hasta llegar a la velocidad de sincronismo (1500 rpm), no habiendo carga eléctrica conectada en los bornes. Se midieron los parámetros de rpm en el controlador, en la polea impulsora y en el eje del generador eléctrico. También se midió tensión en bornes y se determinó la relación de transmisión empleada y la frecuencia eléctrica.

Ensayo de generación en vacío, con regulador automático.					
n control rpm	n motor rpm	n generador rpm	Tensión línea V	k <sub>t</sub> medido Adim.	Frecuencia Hz
80	83.7	352	0	4.40	11.73
100	103	440	0	4.40	14.67
130	132	565	0	4.35	18.83
160	161.8	692	0	4.33	23.07
190	191.5	818.2	0	4.31	27.27
220	219.7	938	278	4.26	31.27
250	250.4	1068	293	4.27	35.60
270	270.6	1154	297	4.27	38.47
290	290.5	1240	301	4.28	41.33
310	310.6	1325	311	4.27	44.17
320	320.5	1367	320	4.27	45.57
335	335.2	1430	351	4.27	47.67
345	345.1	1472	374	4.27	49.07
350	350	1493	374	4.27	49.77
352	350	1502	374	4.27	50.07

Tabla 5.4. Parámetros de caracterización en vacío.

Los resultados de las mediciones se muestran en la tabla 5.4. En la misma se observa que para un régimen inferior a las 850 rpm, aproximadamente, el generador sincrónico no produce energía eléctrica. Esto se debe a que la máquina posee un regulador automático que conecta y desconecta el servicio dependiendo de la frecuencia de generación. Pasado el régimen de 850 rpm, comienza la generación eléctrica disponible en bornes. La frecuencia es de 30 Hz aproximadamente. Puede verse también que la tensión en bornes incrementa conforme lo hace el régimen de revoluciones, estabilizándose en su valor nominal antes de llegar a las 1500 rpm. Esto se debe a que la máquina ya se encuentra en su estado de saturación magnética.

### 5.3.2. Ensayo de sobre velocidad

Este ensayo también se realizó en vacío. Se llevó a la máquina sincrónica a un régimen de revoluciones un 10% por encima del régimen nominal. En tabla 5.5 se muestran las mediciones realizadas. Se observó estabilidad en la tensión en bornes.

Ensayo 10% de sobre velocidad.			
n control rpm	n motor rpm	n generador rpm	Tensión línea V
386	390	1651	376

Tabla 5.5. Mediciones con sobre velocidad.

El conocimiento de la estabilidad de la tensión en bornes permite saber que, ante la desconexión parcial de la carga eléctrica, los equipos que quedan conectados no serán sometidos a sobretensiones por exceso de frecuencia siendo el margen de 10% superior al adoptado como límite de velocidad.

### 5.3.3. Ensayo de potencia variable

Este ensayo consistió en conectar cargas resistivas trifásicas (figura 5.6a – b) de manera escalonada y llevar el régimen de revoluciones siempre a 1500 rpm. En cada incremento de potencia se produce un descenso, o salto, de rpm que se debe corregir en el motor impulsor para mantener la frecuencia en 50 Hz.

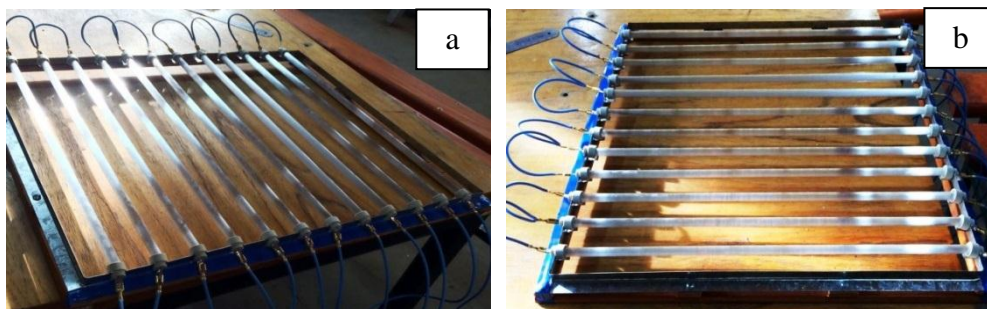


Figura 5.6. a – b) Banco trifásico de resistencias eléctricas.

También se construyó un banco trifásico de 18 lámparas incandescentes de 100 W cada una, el cual permitió el incremento de potencia en saltos de 100 W/fase hasta 600 W/fase, en el paso siguiente se conectó un grupo de 600 W/fase a través de las resistencias y se repitió la conexión de lámparas sucesivamente hasta alcanzar los 1800 W/fase. La tabla 5.6 presenta los valores obtenidos.

Ensayo de potencia, con regulador automático.							
Potencia $N_e$ (W/fase)	Tensión U (V)	Corriente I (A)	Generador $n_g$ (rpm)	rpm post conexión	Salto ( $\Delta n$ ) rpm	Motor $n_m$ (rpm)	Rel. Transm. $k_t$
0.00	374	0	1501	1501	0	352	4.26
0.00	375	0	1500	1500	0	760.1	1.97
0.00	375	0	1500	1500	0	354	4.24
91.86	375	0.3	1502	1498	4	352.4	4.26
61.24	375	0.2	1500	1498	2	760.6	1.97
61.24	375	0.2	1500	1493	7	356	4.21
244.95	375	0.8	1500	1496	4	352.5	4.26
214.33	375	0.7	1501	1498	3	761.4	1.97
214.90	376	0.7	1503	1496	7	358	4.20
398.04	375	1.3	1501	1497	4	353.4	4.25
367.42	375	1.2	1500	1499	1	761.4	1.97
336.80	375	1.1	1501	1499	2	360	4.17

Tabla 5.6. Ensayo de potencia.

Ensayo de potencia, con regulador automático.							
Potencia $N_e$ (W/fase)	Tensión $U$ (V)	Corriente $I$ (A)	Generador $n_g$ (rpm)	rpm post conexión	Salto ( $\Delta n$ ) rpm	Motor $n_m$ (rpm)	Rel. Transm. $k_t$
551.14	375	1.8	1501	1493	8	354.1	4.24
489.90	375	1.6	1500	1498	2	761.6	1.97
493.82	378	1.6	1500	1496	4	362	4.14
702.35	374	2.3	1501	1498	3	355	4.23
642.99	375	2.1	1500	1498	2	761.9	1.97
614.01	376	2	1503	1496	7	366	4.11
857.32	375	2.8	1501	1493	8	356.5	4.21
796.08	375	2.6	1499	1498	1	762.3	1.97
767.51	376	2.5	1503	1497	6	370	4.06
885.57	374	2.9	1502	1494	8	356.6	4.21
857.32	375	2.8	1500	1500	0	762.3	1.97
916.11	374	3	1499	1497	2	359.5	4.17
887.94	375	2.9	1502	1497	5	763.5	1.97
1002.33	372	3.3	1500	1493	7	363	4.13
1013.11	376	3.3	1501	1498	3	764.2	1.96
1166.61	376	3.8	1500	1498	2	764.8	1.96
1320.11	376	4.3	1500	1498	2	765	1.96
1439.08	375	4.7	1500	1495	5	765.8	1.96
1469.69	375	4.8	1502	1498	4	766.7	1.96
1500.31	375	4.9	1501	1497	4	768.3	1.95
1627.11	376	5.3	1500	1497	3	768.7	1.95
1775.88	375	5.8	1500	1495	5	770.3	1.95
1903.42	376	6.2	1500	1493	7	772.9	1.94
2087.62	376	6.8	1500	1493	7	775.8	1.93

Tabla 5.6 (continuación). Ensayo de potencia.

Los valores de  $k_t$  cercanos a 1,97 se deben a que se tuvo que modificar la disposición de las poleas con el fin de ampliar el alcance del ensayo en cuanto a potencia conectada. Dado que el régimen de revoluciones en el motor impulsor se vio afectado por  $1/k_t$  veces el régimen de rpm del generador, el torque necesario para el accionamiento asciende a  $k_t$  veces el torque en el eje del generador, esto dio como resultado el calentamiento excesivo del motor eléctrico impulsor.

El salto de rpm  $\Delta n$  indica cuánto decae el régimen de giro en el generador sincrónico cuando se conecta otro grupo de cargas de 100 W por fase. Este salto en el régimen de revoluciones repercute en las revoluciones a las que debe incrementarse el motor impulsor para cumplir con la condición de frecuencia 50 Hz estable. Por lo tanto, conociendo el valor de rpm que se debe modificar, se puede determinar a cuántas rpm debe girar el motor impulsor en un nuevo régimen de giro. El salto de rpm aumenta conforme lo hace la carga conectada, según se muestra en la figura 5.7, en el cual se consideró el salto de rpm promedio para cada grupo de potencia real ensayado.

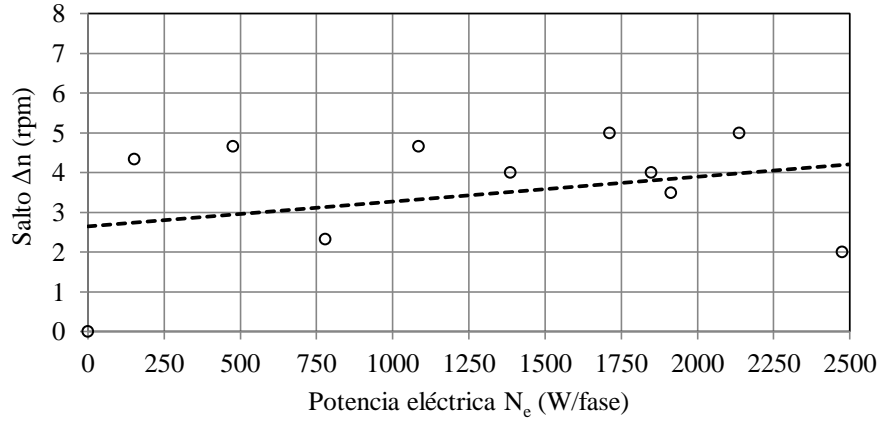


Figura 5.7. Variación del decremento de rpm post conexión de potencia.

A partir de la figura 5.7 podemos cuantificar al salto de rpm mediante la ecuación 5.8.

$$\Delta n = 0.0014 N_e + 2.6525 \quad 5.8$$

Esta expresión representa a la *curva de regulación* del generador síncrono e indica la cantidad de rpm que debe incrementarse (o disminuirse) en el eje de accionamiento a efectos de normalizar el régimen de revoluciones a 1500 rpm para las variaciones en la demanda eléctrica.

Para cada nuevo estado de carga, el régimen de revoluciones correspondiente en el motor a vapor  $n_m$  estará dado por la ecuación 5.9.

$$n_m = \frac{n_g + \Delta n}{\eta_t k_t} \quad 5.9$$

Siendo  $k_t$  la relación de transmisión mecánica y  $\eta_t$  el rendimiento global de dicha transmisión, el valor de este último es de 0.92, según indicaciones del fabricante de correas.

La potencia eléctrica trifásica ( $N_e$ ) que debe abastecer el generador eléctrico está dada por la ecuación 5.10, donde  $U$  e  $I$  corresponden a la tensión de línea y a la corriente de fase, respectivamente. El factor de potencia  $\cos \Phi$  para todos los casos es igual a 1, por tratarse de cargas resistivas.

$$N_e = \sqrt{3} U I \cos \Phi \quad 5.10$$

Se puede determinar la potencia mecánica efectiva necesaria en el eje del motor a vapor mediante la ecuación 5.11, en la que  $\eta_g$  es el rendimiento del generador eléctrico, el cual vale 0.825 en promedio, acorde a los ensayos de rutina realizados por la firma CRAMACO®.

$$N_u = \frac{N_e}{\eta_g \eta_t} \quad 5.11$$

El torque desarrollado en el eje del generador estará en función de la potencia eléctrica y del rendimiento eléctrico (ecuación 5.12). Mientras que el motor a vapor deberá ser capaz de absorber el torque dado por la ecuación 5.13.

$$T_g = \frac{60 N_e}{2\pi n_g} \quad 5.12$$

$$T_m = \frac{T_g k_t}{\eta_t} \quad 5.13$$

Donde  $n_g$  es la velocidad de giro del generador eléctrico (1500 rpm, en sincronismo) y  $k_t$  es la relación de transmisión empleada en el bloque de potencia montado en San Carlos, su valor medio es de 5.7.

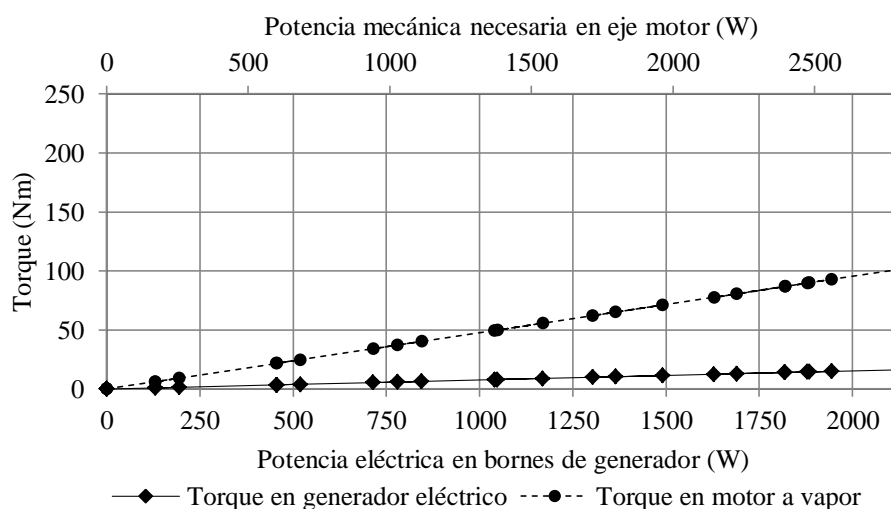


Figura 5.8. Curvas de torque en generador eléctrico y en motor a vapor.

En la figura 5.8 están representados ambos torques; el desarrollado en el eje del generador trifásico y el necesario en el eje del motor a vapor. Puede verse una acentuada sensibilidad al aumento o disminución del torque que repercute en el motor a vapor, por un factor próximo a 6, el cual se debe, en gran medida, a la relación de transmisión del conjunto de poleas y correas. Excesivos valores de torque pueden producir un decaimiento en el régimen de revoluciones del motor a vapor si este no cuenta con la presión de admisión suficiente para absorber las variaciones de carga.

#### 5.3.4. Estimación de la presión y caudal necesarios

Habiendo determinado la curva de respuesta del generador sincrónico conforme varía la carga conectada en bornes del mismo, se puede inferir en un cálculo estimativo para determinar la presión necesaria y el caudal con el que debe ingresar el vapor en el motor.

Dentro del cabezal motor se producen esfuerzos de empuje en todas las direcciones donde actúa la presión de vapor. El pico máximo de estos esfuerzos se da cuando el vapor trabaja sobre la cabeza del émbolo y la posición del cigüeñal es de aproximadamente  $90^\circ - \beta$  en adelante con respecto al punto muerto superior (PMS) y al

punto muerto inferior (PMI). El esquema de la figura 5.9 muestra los esfuerzos principales que se producen en el mecanismo pistón – biela – cigüeñal. Esta presión origina una fuerza  $F$  que se transmite a través de la biela y que se puede descomponer en dos direcciones fundamentales, obteniendo las componentes vertical y horizontal,  $F_v$  y  $F_h$  respectivamente. El ángulo  $\beta$  indica la posición angular de la biela con respecto a la vertical y su valor máximo es de  $23^\circ$  aproximadamente (Dellicompagni et al., 2015).

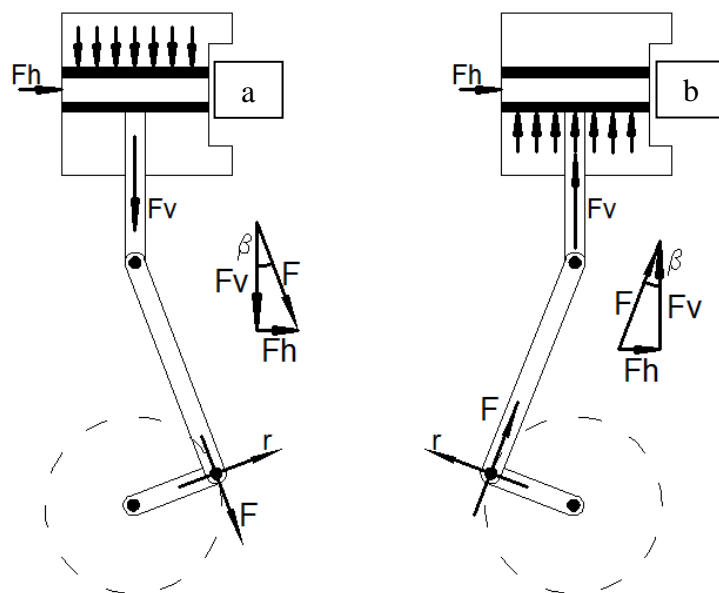


Figura 5.9. Esquema del motor y mecanismo de transmisión. a) Descenso del pistón, b) ascenso del pistón.

En Dellicompagni et al. (2016) se determina la presión máxima de admisión, suponiendo que el máximo esfuerzo se produce en las posiciones indicadas en la figura 5.9. Esta presión de admisión está dada por la ecuación 5.14, suponiendo que las cargas son trifásicas, simétricas y equilibradas.

$$P = P_v + \frac{N_e \cos \beta}{A \eta_g \eta_t \omega |r| \sin(90^\circ)} \quad 5.14$$

Dónde:

$P_v$ : Presión con el motor en vacío. Su valor oscila entre  $5 \times 10^5 - 6,3 \times 10^5$  Pa.

$A$ : Sección activa del pistón, en  $m^2$ .

$\beta$ : Angulo de biela, en grados.

$\eta_t$ : Rendimiento global de la transmisión mecánica.

$\omega$ : Velocidad angular del cigüeñal del motor, en  $s^{-1}$ .

$\eta_g$ : Rendimiento del generador sincrónico.

$|r|$ : Longitud del cigüeñal.

Tanto durante la admisión como en el escape, y a causa de la apertura o cierre progresivo de los correspondientes conductos o lumbreras, se produce el fenómeno de *laminación del vapor*, esto es, un descenso de la presión en la carrera de admisión y un incremento en la de escape. Una práctica común, a la hora de trazar el diagrama

indicado ideal, es fijar arbitrariamente las variaciones de presión producidas por el laminado. Una determinación previa de este efecto solo es posible en algunos casos, conociendo la ley según la cual los órganos de distribución abren o cierran las correspondientes lumbreras. Se toma como presión al final del período de admisión o comienzo de la expansión cómo:

$$P = 0.8 \sim 0.9 P_{adm} \quad 5.15$$

De modo que la caída de presión debida al laminado representa entre 10% a 20% de la presión de admisión en la toma de vapor del motor. Haciendo uso de las ecuaciones 5.14 y 5.15 y determinando los saltos de rpm para cada estado de carga, se puede determinar la presión que demandaría en el motor a vapor en su admisión (figura 5.10).

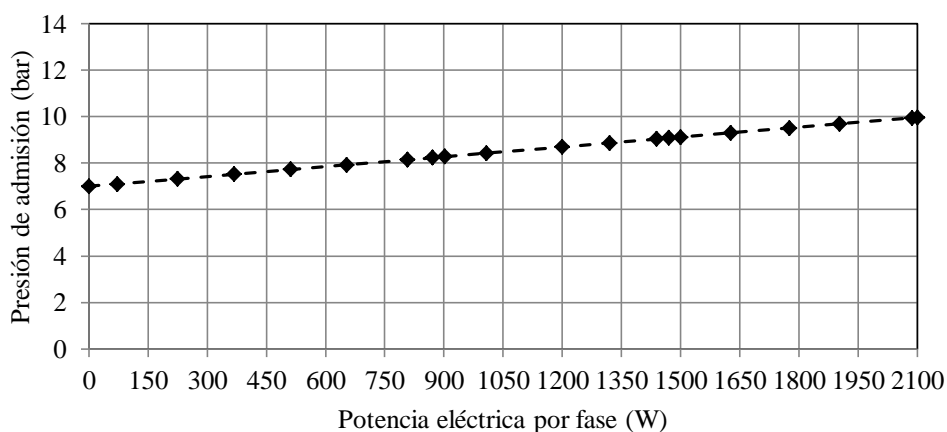


Figura 5.10. Estimación de la presión de vapor de admisión.

Dado que la *potencia útil* del motor a vapor es de  $N_u$ , la potencia por fase que podrá absorber el generador sincrónico es la tercera parte de este valor (por ser un generador trifásico), es decir que la aplicación de la curva  $P$  vs.  $N_e$  vale para una potencia de  $N_u/3$ .

El caudal necesario para el funcionamiento del motor a vapor está ligado a la presión de vapor dentro del cabezal. Este debe solventar la demanda de vapor para el *consumo útil* y para las *pérdidas* debidas a la condensación que se produce en las paredes del cilindro y a las fugas a través de las juntas del émbolo, sellos, órganos de distribución, etc. (Bahr y Herre, 1951).

#### Consumo útil de vapor

Según la figura 5.11, cuando ocurre la carrera de admisión a una determinada presión  $p$ , el vapor ingresa conforme el pistón se mueve. La evacuación del fluido se produce en la carrera de escape a presión  $p_0$ , pero mientras ocurre la compresión posterior, parte de este vapor es retenido en la cámara del cilindro.

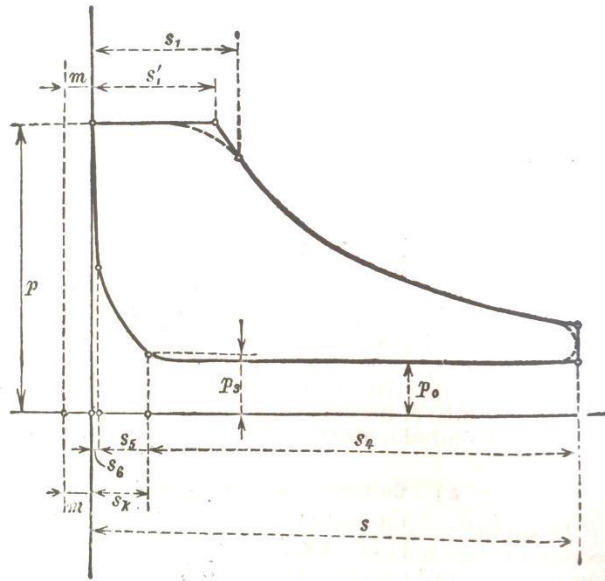


Figura 5.11. Diagrama de presión ideal.

La ecuación 5.16 estima el consumo útil de vapor, en kg/min (Bahr y Herre, 1951).

$$G = 2 n A l \left( \delta \frac{m+s'_1}{s} - 1,1 \delta_o \frac{m+s_k}{s} \right) \quad 5.16$$

Dónde:

A: área de la cabeza del pistón, en m<sup>2</sup>.

l: carrera del pistón, en m.

$\delta$ : densidad del vapor a presión de admisión p, en kg/m<sup>3</sup>.

m: espacio muerto, en m.

$s'_1$ : carrera de admisión sin laminado, en m.

s: carrera total de embolada ( $s=l$ ), en m.

$\delta_o$ : densidad del vapor a la presión de escape  $p_o$ , en kg/m<sup>3</sup>.

$s_k$ : carrera de compresión, en m.

n: régimen de giro del motor a vapor, en rpm.

#### Pérdidas por enfriamiento

Estas se originan por las condensaciones en las paredes interiores y se pueden estimar mediante la ecuación 5.17 (Bahr y Herre, 1951) en kg/min.

$$C_\alpha = \delta \frac{a}{\sqrt{c_m}} \frac{N_i}{60} \quad 5.17$$

Siendo:

$c_m$ : velocidad media del embolo, en m/s.

a: un coeficiente empírico,  $a=4$  según la bibliografía citada.

$\delta$ : coeficiente empírico que depende de la relación carrera/diámetro,  $\delta=0,82$ .

$N_i$ : es la potencia indicada del motor a vapor, en HP.



Si se trabaja con vapor sobrecalentado, el coeficiente  $a$  disminuye notablemente y su valor depende de las características de diseño de la máquina y del grado de recalentamiento del vapor empleado, pudiendo valer  $a < 1,8$ .

#### Pérdidas intersticiales

Estas se deben principalmente a fugas en el pistón, juntas, fieltros, válvulas, etc., pudiéndose estimar acorde a la ecuación 5.18, en kg/min.

$$C_l = 0,8 \left( \frac{8,8}{\sqrt{N_l c_m}} + \frac{1}{2c_m} \right) \frac{N_l}{60} \quad 5.18$$

Por último, el caudal total estimado será la suma de los tres caudales antes mencionados.

$$G_T = 2 n A l \left( \delta \frac{m+s'_1}{s} - 1,1\delta_0 \frac{m+s_k}{s} \right) + \delta \frac{a}{\sqrt{c_m}} \frac{N_l}{60} + 0,8 \left( \frac{8,8}{\sqrt{N_l c_m}} + \frac{1}{2c_m} \right) \frac{N_l}{60} \quad 5.19$$

Se puede decir que el caudal total de vapor  $G_T$  depende fuertemente de la presión de admisión  $p$ , de la contra presión  $p_o$  en la carrera de escape y del título de entrada, a través de las respectivas densidades y de la potencia indicada del motor. Cuanto menor sea  $p_o$ , ocurre un mayor consumo de vapor (escape del motor conectado a un condensador de vapor), como se ve en la figura 5.12 para vapor saturado ( $x=1$ ).

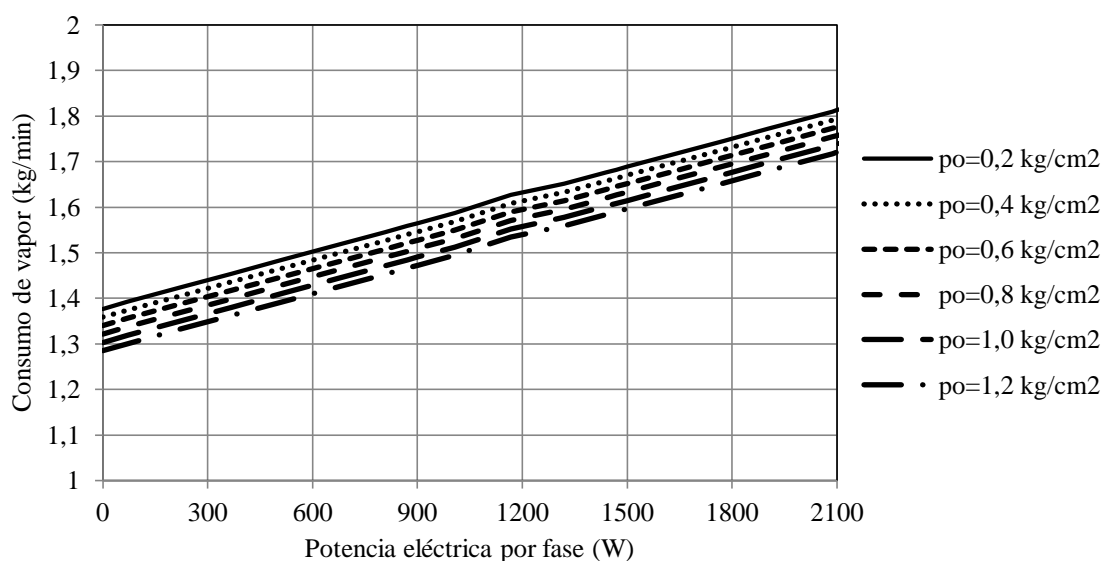


Figura 5.12. Variación del caudal de vapor en función de la presión de escape, para título  $x=1$ .

Se observa en la figura 5.12 que el caudal útil de consumo aumenta conforme la contrapresión disminuye. Esto se debe a que una presión de escape por debajo de la atmosférica genera un efecto de succión y acelera el flujo de vapor hacia el condensador. Por otro lado, para un título unitario, todo el vapor es arrastrado por ésta succión y para títulos inferiores, el flujo de vapor efectivo es menor ya que la fracción de condensado se adhiere a las paredes del cilindro y/o se presentan como pérdidas. El flujo de condensado no realiza trabajo alguno sobre la superficie activa del pistón. Un análisis más detallado sobre el comportamiento del caudal útil con respecto a la potencia conectada y al título de vapor, manteniendo la contrapresión constante a  $p_o=0,2$  kg/cm<sup>2</sup>, puede verse en la figura 5.13.

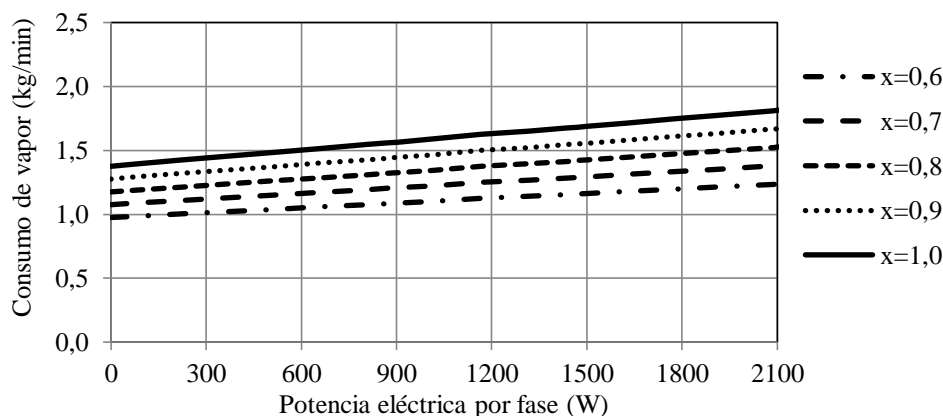


Figura 5.13. Variación del caudal acorde al título de vapor, para  $p_o=0,2 \text{ kg/cm}^2$ .

#### 5.4. Arreglo experimental

Se realizaron dos tipos de ensayos experimentales con el motor conectado a la línea de vapor del CFL; el primero de ellos para determinar la potencia mecánica en el eje del motor a vapor mediante un torquímetro y el otro para determinar la potencia de expansión en el interior de los cilindros mediante el registro de la temperatura interior del vapor. La tabla 5.7 reúne las principales características del motor a vapor y los principales resultados de los ensayos.

Parámetros	Especificaciones
Tipo de motor	Reciprocante de doble efecto
Diámetro del pistón (mm)	60
Carrera del pistón (mm)	70
Relación biela / cigüeñal (adimensional)	0.69
Grado de expansión cilindro superior (adimensional)	2.3
Grado de expansión cilindro inferior (adimensional)	2
Fluido de trabajo	Vapor de agua
Potencia de salida útil	1896 W @ 290 rpm @ 0,70 MPa
Potencia indicada	4350 W @ 288 rpm @ 0.63 MPa
Potencia máxima de expansión	4102 W @ 225 rpm @ 1.10 MPa

Tabla 5.7. Principales características del motor a vapor y resultados experimentales

El caudal del fluido calo portador se midió mediante un caudalímetro GF Signet 2100 (vueltas de las aspas en lapso de 10 segundos) previamente calibrado y se registraron las magnitudes analógicas provenientes del sensor mediante una placa Arduino Mega, almacenando los valores digitales (mediante conversor A/D del microprocesador) en una tarjeta SD. Los datos se visualizaron en tiempo real en un dispositivo celular con SO Android mediante un sistema de transmisión vía Bluetooth.

##### 5.4.1. Medición de potencia efectiva

Para ello se empleó un freno del tipo Prony construido a partir de un sistema hidráulico de frenado manual. El mismo consta de una campana concéntrica y solidaria al eje del motor. Un plato montado sobre el mismo eje, a través de un rodamiento que le permite girar libremente, contiene las zapatas de freno que son accionadas mediante un sistema presurizador hidráulico. A su vez, este plato contiene solidario a él un brazo de palanca cuyo extremo está soportado por una balanza. El sistema presurizador consta de un

bombín que es accionado mediante una palanca manual y transmite la presión de su interior a través de un ducto metálico hacia los pistones de las zapatas. (Figura 5.14). Al producirse la apertura de las zapatas, éstas rozan contra la campana lisa que tiende a arrastrarlas y en consecuencia al plato contenedor de las mismas, transmitiendo la fuerza de frenado hacia la balanza en el extremo del brazo de palanca. Se tiene la siguiente relación entre la fuerza periférica de rozamiento  $W$  y la fuerza ejercida sobre la balanza  $F$ .

$$W r = F L \quad 5.20$$

Siendo  $r$  el radio medido desde el centro del eje motor hacia la superficie interna de la campana de rozamiento, mientras que  $L$  es el largo el brazo de palanca que transmite el esfuerzo  $F$ . La ecuación 5.20 representa la igualdad de momentos para un equilibrio dinámico dado por un régimen constante de rpm. Se despreciaron las pérdidas por rozamiento considerando que la medición en cada punto de potencia / rpm se realiza en un tiempo breve, para evitar calentamiento excesivo. Tampoco se consideraron las pérdidas de energía por absorción elástica en el brazo de palanca y en los mecanismos de la balanza así como la energía invertida (calor) en la compresión del líquido de freno en el bombín.



Figura 5.14. Sistema de freno manual para medición de potencia útil.

La potencia útil absorbida por el rozamiento está dada por la ecuación 5.21.

$$N_u = \frac{\text{Esfuerzo periférico} \cdot \text{velocidad tangencial}}{75} = \frac{W 2\pi r n}{60 \cdot 75} \quad 5.21$$

Combinando las ecuaciones 5.20 y 5.21 para eliminar el esfuerzo periférico  $W$ , la potencia útil en HP resulta:

$$N_u = \frac{F L 2\pi n}{60 \cdot 75} \quad 5.22$$

Con  $F$  en kg,  $n$  en rpm siendo la longitud  $L=1.5$  m constante. La velocidad de giro se mide con un tacómetro laser, sobre la pared exterior de la campana de freno a la cual se le adhirió una banda reflectiva. Como la balanza posee su escala graduada en  $\text{lb}_f$ , se deben aplicar factores de conversión de unidades a la ecuación 5.22, resultando en la ecuación 5.23 para la potencia útil en W.

$$N_u = 0.69869 n F \quad 5.23$$

El torque ejercido sobre el eje mecánico, en Nm, para un régimen permanente de rpm, se determina de manera sencilla con la ecuación 5.24.

$$T = 6.675 F \quad 5.24$$

La medición del valor de  $F$  debe realizarse visualmente sobre la balanza tomando el valor máximo, para el cálculo de la potencia efectiva. Además, el régimen de rpm debe encontrarse constante, por la condición de equilibrio dinámico de momentos. Los resultados se muestran en la tabla 5.8. También se midió la presión de vapor colocando un manómetro en la admisión del motor.

rpm	P (bar)	F (L)	N (W)	T (Nm)	Q (kg/min)
140	1	0.5	49	3	1.2
200	1	1	140	7	1.2
120	1.5	1.5	126	10	1.2
210	2	2	293	13	1.2
220	2.5	2	307	13	1.2
290	2.5	1	203	7	1.2
300	3	3	629	20	1.5
330	3.5	9	2075	60	1.5
250	4	2	349	13	1.2
320	4	5	1118	33	1.5
386	4	3	809	20	1.5
310	5.5	2	433	13	1.2
230	6	3	482	20	1.8
234	6	5	817	33	1.5
394	6	14	3854	93	1.7
260	6.5	7	1272	47	1.6
280	6.5	7	1369	47	1.5
380	6.5	15	3983	100	1.7
435	6.5	20	6079	133	1.7
365	7.5	21	5355	140	1.7
310	8	10	2166	67	1.7
270	10	8	1509	53	1.7
320	10	25	5590	167	1.7
350	10	20	4891	133	1.7
400	10	30	8384	200	1.7
430	10	20	6009	133	1.7

Tabla 5.8. Valores de rpm y fuerza medidos. Calculo de potencia y torque transmitido.

Los valores obtenidos se agrupan en tres rangos según la presión del vapor, como se observa en la figura 5.15. En la misma se verifica que a mayor presión de trabajo, se obtienen mayores potencias mecánicas para un determinado régimen de revoluciones.

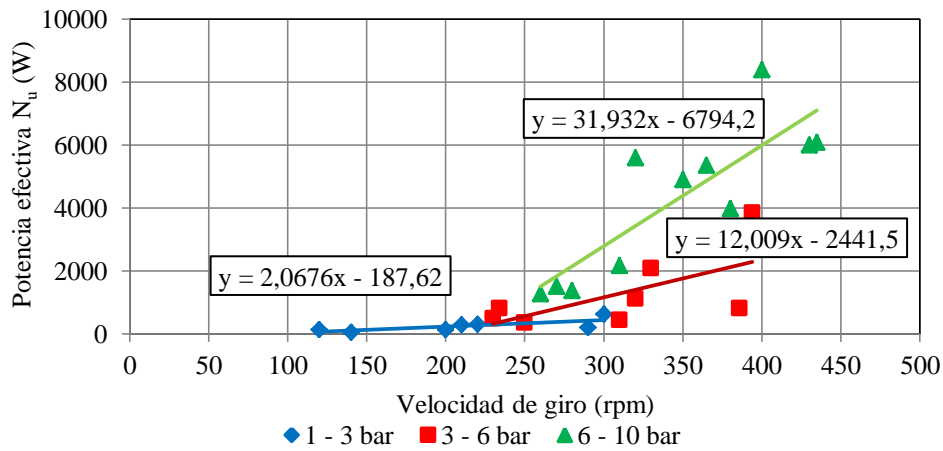


Figura 5.15. Potencia mecánica efectiva en función del régimen de rpm.

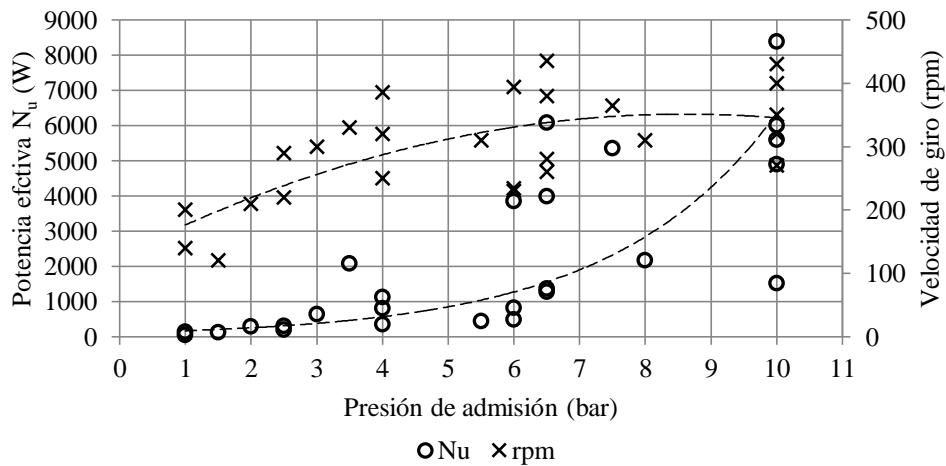


Figura 5.16. Potencia mecánica efectiva y régimen de rpm en función de la presión de admisión.

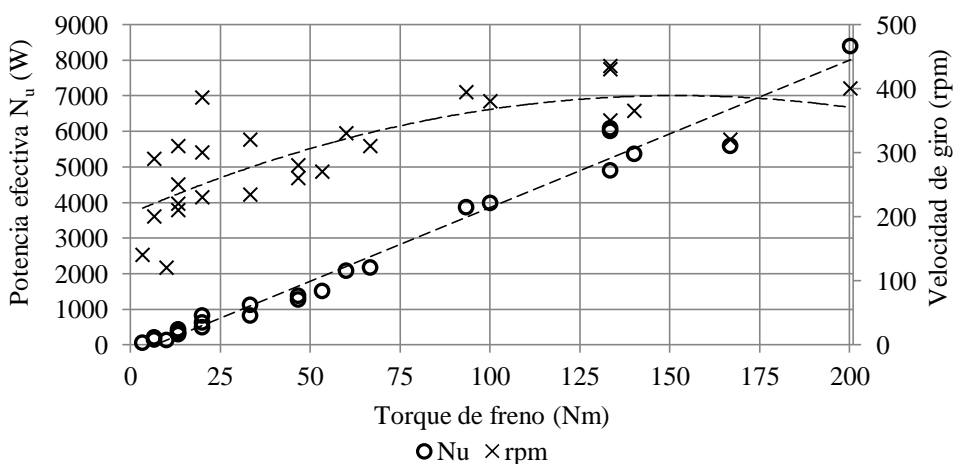


Figura 5.17. Potencia mecánica efectiva y régimen de rpm en función del torque de freno.

Las figuras 5.15 – 17 permiten establecer las relaciones entre la potencia efectiva con otros parámetros; régimen de rpm, presión de admisión y torque de freno, observándose en todos los casos que la potencia mecánica puede alcanzar valores de hasta 8 kW para regímenes del orden de 400 rpm y altas presiones, del orden de 10 bar. Potencias menores pueden lograrse disminuyendo la presión de admisión, el régimen de revoluciones o el par de freno.

La dispersión que se observa en las figuras anteriores se relaciona con el sistema de medición empleado, dado que no se dispone de un banco de pruebas para este tipo de máquinas y que sea apto para su montaje en el sistema CFL. No obstante, los resultados obtenidos en las mediciones se consideran aceptables desde el punto de vista del comportamiento esperado, esto es, a mayor presión de trabajo, mayor potencia desarrollada por el motor para el mismo régimen de revoluciones.

En cuanto al caudal de consumo, el mismo fue medido en el lado frío de la instalación, luego de la bomba de alimentación del sistema CFL, ya que el caudalímetro trabaja en un rango de temperaturas muy por debajo de los 100 °C. Los resultados de la medición se presentan en la figura 5.18 en la que puede verse que para caudales alrededor de 1.7 kg/min se pueden obtener un amplio rango de potencias dependiendo de la presión de trabajo así como el régimen de rpm y el estado de carga mecánica.

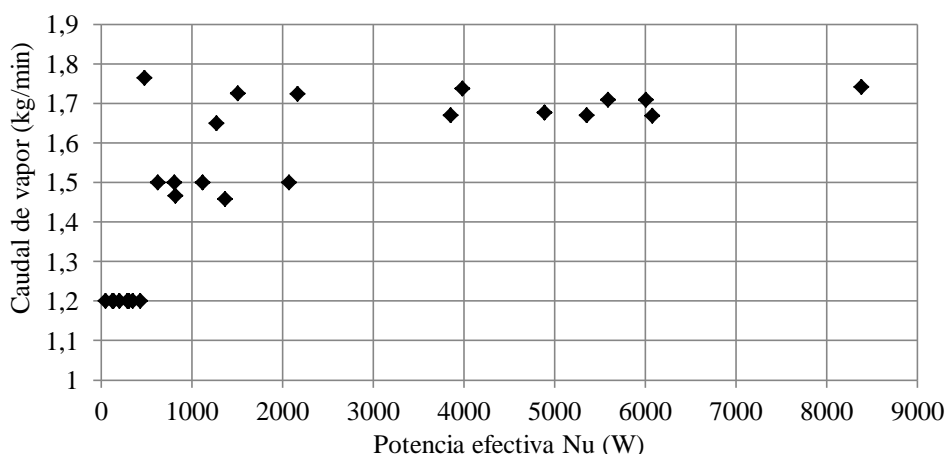


Figura 5.18. Consumo de vapor en función de la potencia desarrollada por el motor.

El caudalímetro fue previamente calibrado en el Laboratorio de Micro medidores de Agua Potable Fría de INTI (Instituto Nacional de Tecnología Industrial, Salta) y los puntos de calibración se muestran en la figura 5.19.

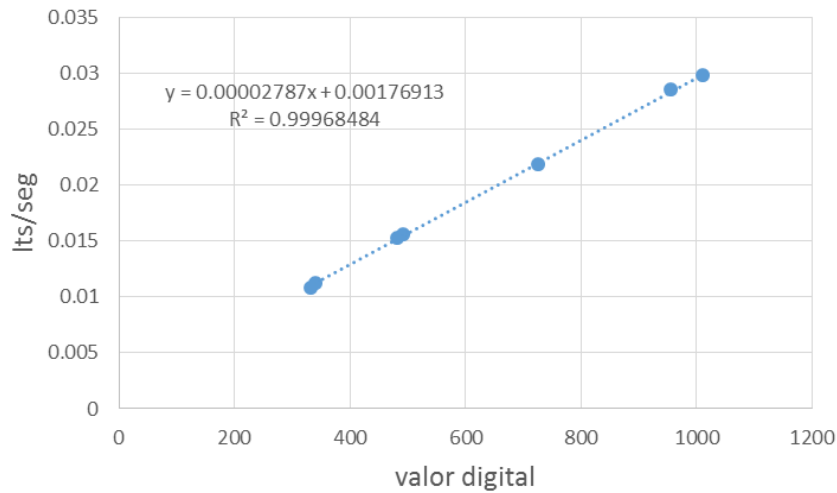


Figura 5.19. Curva de calibración para el caudalímetro. Los valores digitales son tomados directamente de la lectura sobre el aplicativo Android.

#### *Incertidumbre en la medición de potencia efectiva y torque*

Las ecuaciones 5.23 y 5.24 dan la potencia mecánica efectiva y el torque de frenado en el eje de la máquina y ambas magnitudes dependen fundamentalmente de la fuerza medida en la balanza y del régimen de revoluciones del motor a vapor. Por lo tanto, el error relativo porcentual de ambas mediciones indirectas dependerá del error cometido por los instrumentos a la hora de efectuar las medidas, y que se muestran en la figura 5.20. La incertidumbre asociada al tacómetro es de  $\pm 1$  rpm mientras que para la balanza es de  $\pm 0.5$  lbf.

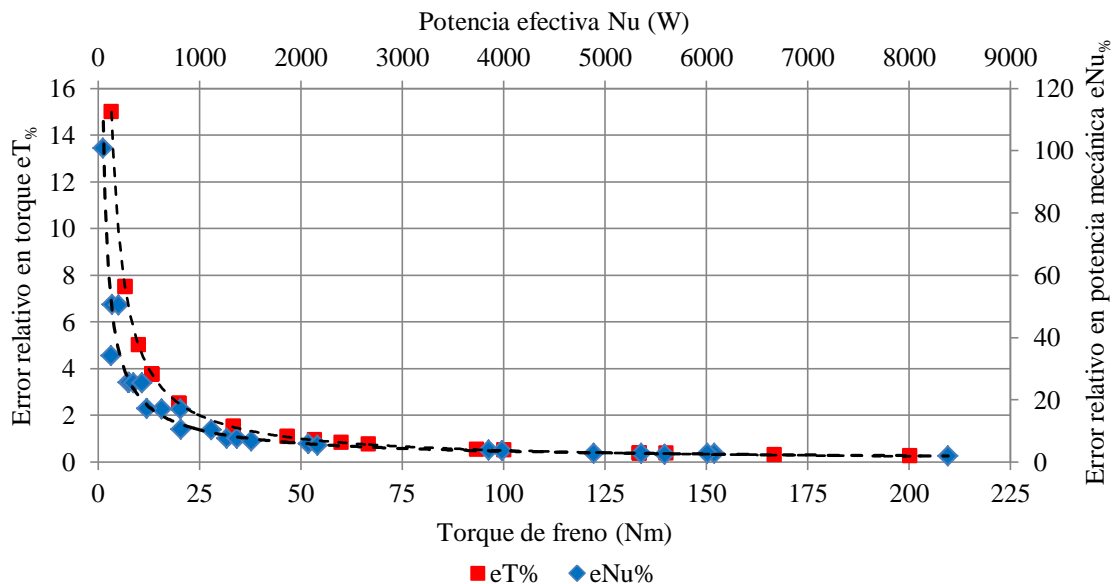


Figura 5.20. Errores relativos porcentuales cometidos en la medición de potencia y torque.

Puede verse que para potencias mecánicas superiores a los 800 W el error cometido en la medición de la misma es inferior al 10%. Para el caso de torque de freno, el error cometido no supera el 15% para bajas potencias. Ambos errores disminuyen hasta

valores muy bajos a medida que el motor a vapor opera en un régimen más solicitado de carga en su eje y presión en los cilindros.

#### 5.4.2. Medición de potencia de expansión

La potencia de expansión es aquella que realiza el vapor conforme tiene lugar la carrera de expansión. Depende fuertemente de la resultante de los esfuerzos a los que se encuentra sometido el pistón, desde ambas caras y a la velocidad lineal del mismo. Esta potencia es de carácter instantánea y su medición se realizó de manera indirecta registrando los valores de temperatura interior del vapor, en el cilindro superior. Se empleó una termocupla delgada tipo k. El rango de temperatura esperado oscila entre 100 °C y 180 °C, con lo cual el rango de la presión del vapor va desde 1 bar hasta 10 bar, respectivamente.

De las consideraciones físicas y técnicas surge que lo más apropiado es usar los siguientes instrumentos.

- Termocupla tipo K de muy pequeño calibre, marca Digi – Sense, cuyas especificaciones técnicas pueden encontrarse en el sitio web <https://www.coleparmer.com/i/digi-sense-type-k-fine-ga-probe-0-005-dia-14-20-ohm-strip-end-12-1-5-pk/0841901L>. El sensor de temperatura tiene un diámetro de 0.005” (0.127 mm) lo que permite introducirlo en el cilindro del motor a través de la tapa y la junta.
- Placa amplificadora load Cell Shield XFW-HX711 (Figura 5.21a). Conversor analógico digital de 24 bits. Capaz de enviar los datos medidos a tasas de 10 Hz u 80 Hz, también incorpora la opción de usar un oscilador externo de cristal. Datos técnicos y código de programación en Arduino en sitio web <https://learn.sparkfun.com/tutorials/load-cell-amplifier-hx711-breakout-hookup-guide#arduino-code>.
- Para el registro de los datos medidos se elaboró un *script* en lenguaje Arduino un adquisidor de datos (figura 5.21b). Esta placa micro controladora Arduino está basada en el microprocesador AT mega 2560. El Data Logging Shield cuenta con lectora de memorias SD y reloj de tiempo real.

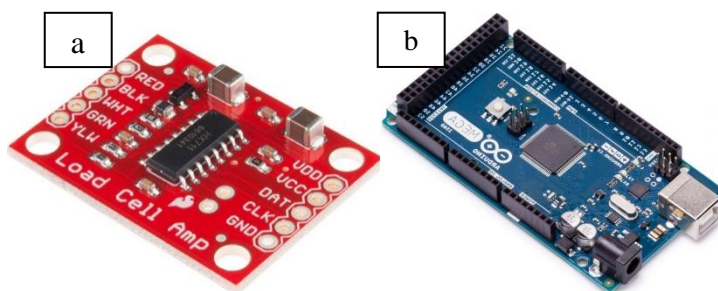


Figura 5.21. a) Amplificador modelo HX711. b) Datalogger Arduino Mega 2560 R3.

El régimen nominal de giro del motor es de 270 rpm, lo cual significa que la frecuencia del ciclo de vapor ronda entre los 4 y 5 Hz, correspondiéndole un periodo de 0,25 y 0,2 s. El período de muestreo, con la tecnología seleccionada, es de 20 puntos por ciclo. A 5



Hz corresponde un tiempo de 10 ms entre dato y dato. Se requiere además que las series de medidas registren al menos 10 ciclos consecutivos.

Para efectuar la medición dentro del cilindro superior, se procedió a precalentar el motor haciendo circular vapor a través de las válvulas de purga y alternativamente en cada cilindro. Este ensayo se realizó con la maquina en vacío y se registraron tres mediciones a diferentes regímenes de rpm y los resultados se muestran en las siguientes figuras.

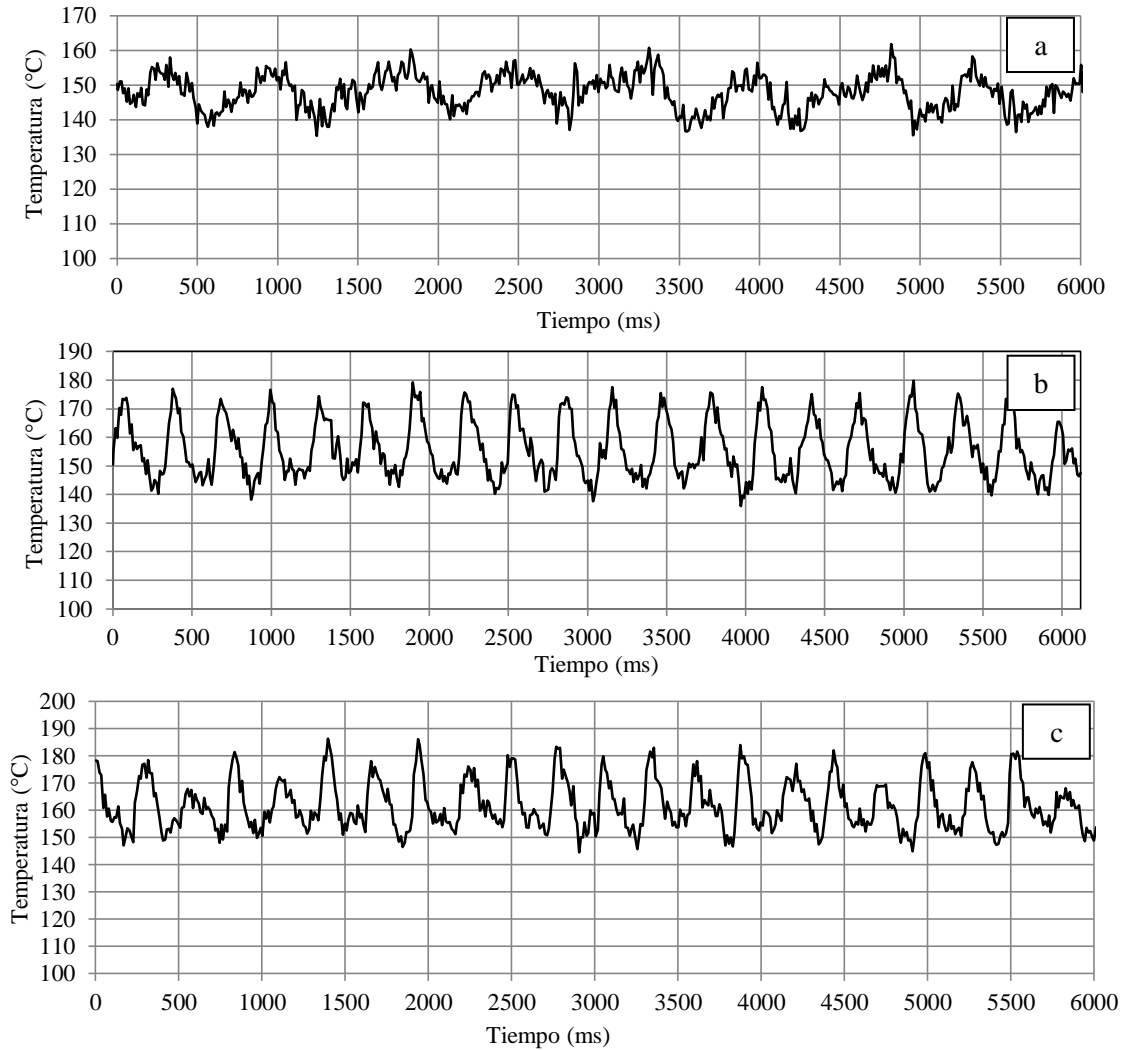


Figura 5.22. Temperaturas del vapor en cilindro superior, con el cabezal aislado. a) 88 rpm. b) 186 rpm. c) 225 rpm.

La potencia de expansión se calcula a partir de la ecuación 5.25.

$$N_i = -(p - p_o) A_p v_p \quad 5.25$$

En la que las presiones del cilindro superior e inferior,  $p$  y  $p_o$  respectivamente, se determinan en base a la temperatura medida haciendo uso de las tablas de propiedades termodinámicas del vapor saturado.  $A_p$  es la sección activa del pistón y  $v_p$  es su velocidad lineal. Este último parámetro, al no ser posible de medirlo, se lo estimó conociendo el recorrido del embolo y el tiempo total que dura el ciclo de expansión. La

presión en el cilindro inferior se consideró igual a la del cilindro superior pero con un desfase  $T/2$ .

Tomando un ciclo representativo de cada medición como referencia, se presenta en la figura 5.23 las curvas de potencia de expansión para el cilindro superior y sus correspondientes regresiones. El valor pico de la potencia, para un régimen de 225 rpm alcanza los 3.5 kW en el comienzo de la expansión.

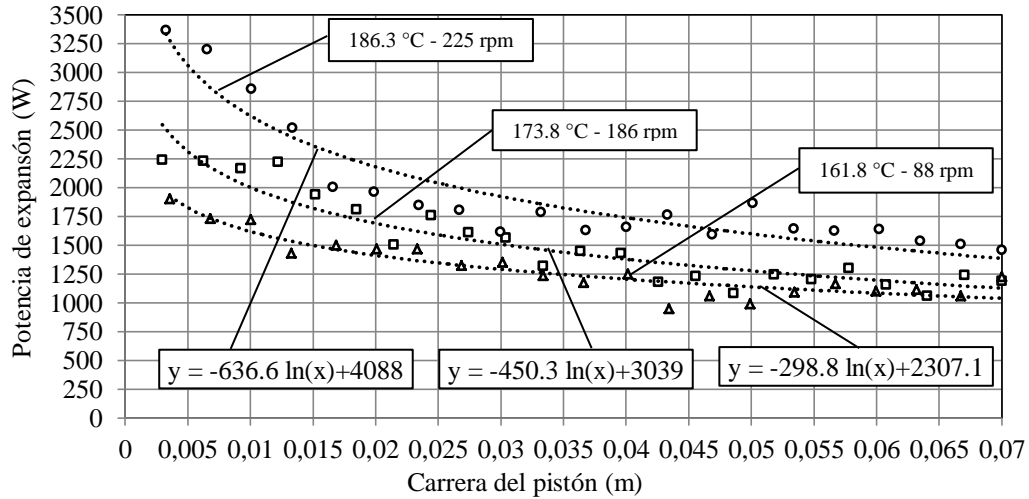


Figura 5.23. Potencia instantánea de expansión para diferentes temperaturas de vapor y regímenes de rpm.

La potencia desarrollada por ciclo completo valdrá entonces según la ecuación 5.26, en la que, una vez más, el factor 1.93 considera la reducción del área efectiva de pistón en su cara inferior por estar solidario al eje.

$$N_T \cong 1.93(p - p_o) A_p v_p \quad 5.26$$

Las regresiones logarítmicas resultan en expresiones útiles con un grado de error admisible (RMSE%) dado que en ninguno de los casos supera el 10%, como puede observarse en la tabla 5.9. También puede observarse que los sesgos medios (MBE%) son del orden de  $10^{-3}\%$ , lo cual significa que la sobreestimación es prácticamente nula en términos medios. Los coeficientes de correlación lineal entre los datos de potencia y los dados por regresión logarítmica se consideran satisfactorios dado a la dispersión de las muestras obtenidas en las mediciones, resultando un  $R^2$  promedio de 0.88.

Temperatura	186,3 °C	173,8 °C	161,8 °C
rpm	225	186	88
RMSE%	9,15	8,90	7,03
MBE%	0,002	0,008	0,002
$R^2$	0,89	0,88	0,87

Tabla 5.9. Coeficientes estadísticos de comparación entre potencia medida y regresión logarítmica.

### Calibración del equipo de medición

En primer término se calibra el conjunto termocupla – HX711 – datalogger en condiciones estáticas en un calibrador (figura 5.24). La placa HX711 entrega un paquete de datos medidos para cada punto de temperatura seleccionado, luego se toma esa serie de mediciones y se realiza el promedio obteniéndose así un punto de temperatura calibrado. Cada punto se mide durante 6 segundos.



Figura 5.24. Calibrador y termocupla.

La calibración se realizó con el bloque calibrador Dual Block 9009 de Hart Scientific, para 5 puntos que abarcan el rango de temperaturas esperado. En la tabla 5.10 se muestra los resultados de la calibración.

Temperatura de referencia (°C)	0	45	100	150	200
Valor digital promedio entregado por la HX711	424901	718534	180632	358184	485129
Cantidad de datos medidos por punto	550	607	550	550	550
Desviación Estándar en medición (°C)	0.3	0.4	0.8	1.9	4.7

Tabla 5.10. Resumen de resultados de la calibración.

Con los datos de temperatura de referencia y el valor promedio de los datos medidos por la HX711 se construye la curva de calibración del sistema adquisidor de datos, como se muestra en la figura 5.25.

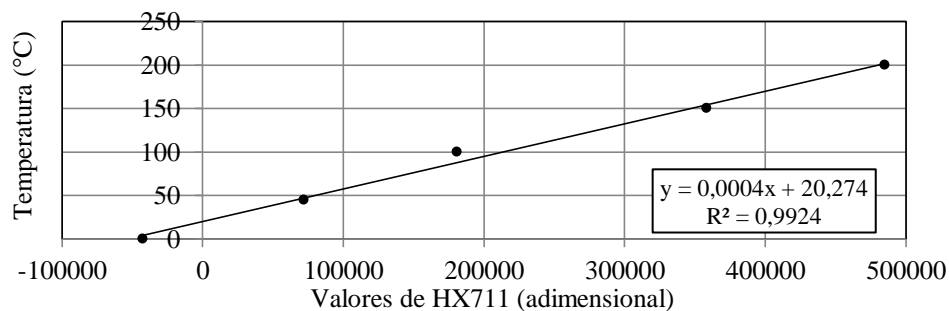


Figura 5.25. Curva de calibración del conjunto termocupla – HX711 – datalogger.

### 5.4.3. Rendimiento térmico o global

Dado a que fue posible medir las temperaturas en cada instante del ciclo de vapor, a lo largo de la carrera del pistón, se puede determinar el rendimiento termodinámico de la maquina considerando las pérdidas térmicas a través del cabezal y teniendo en cuenta al esquema de la figura 5.26.

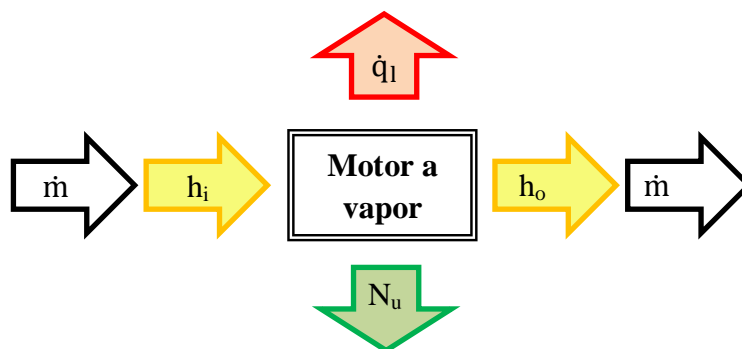


Figura 5.26. Esquema térmico del cabezal motor.

La potencia mecánica que entrega el motor (o potencia efectiva  $N_u$ ) es una porción de la potencia térmica disponible en el vapor de admisión del motor, a costa del descenso energético que sufre el vapor en su carrera de expansión y de las pérdidas térmicas hacia el ambiente. Por lo tanto, el rendimiento global del motor a vapor estará dado por la ecuación 5.27 (Badr et al., 1991; Araoz et al., 2015; Yatsuzuka et al., 2015; Müller & Parker, 2015, Tian et al., 2017).

$$\eta_g = \frac{N_u}{\dot{m} h_i} = \frac{\dot{m} (h_i - h_o) - \dot{q}_l}{\dot{m} h_i} = 1 - \frac{h_o}{h_i} - \frac{\dot{q}_l}{\dot{m} h_i} \quad 5.27$$

Donde  $h_i$  y  $h_o$  son las entalpías del vapor en el comienzo y al final del ciclo de expansión,  $\dot{q}_l$  representa las pérdidas térmicas que atraviesan las paredes del motor, cuyo tratamiento experimental se realiza en la siguiente sección y por ultimo  $\dot{m}$  es el caudal de vapor de alimentación al motor. El término  $1 - \frac{h_o}{h_i}$  puede expresarse en función de las temperaturas al comienzo y final de la expansión (Bird, 1956) resultando de la forma  $1 - \frac{T_o}{T_i}$ , relación que da el rendimiento de Carnot y es el máximo rendimiento con el que una máquina térmica puede desarrollar trabajo a expensas de un foco caliente o sumidero de energía. Ahora bien, dado que el motor presenta irreversibilidades por no tratarse de un sistema completamente adiabático (Bird et al., 2007; Hirschfelder et al., 1964; Skelland, 1985; Poling et. al, 2001), el rendimiento del mismo será menor al de Carnot y este descenso estará dado por el grado de irreversibilidad representado por la relación  $s = \frac{\dot{q}_l}{\dot{m} h_i}$  de la ecuación 5.27.

Para los ensayos realizados y descritos en la sección 5.4.2., los rendimientos calculados en base a la ecuación 5.27 que contempla las pérdidas térmicas, se presentan en la siguiente tabla.

Temperatura	186,3 °C	173,8 °C	161,8 °C
rpm	225	186	88
$\eta_g$ %	18.75	14.65	10.48

Tabla 5.11. Rendimientos globales del motor a vapor.

Puede verse que a medida que aumenta el régimen de revoluciones, este rendimiento es mayor, pudiendo llegar a valores de aproximadamente 20% para regímenes de rpm cercanos al nominal. Esta tendencia en el rendimiento se observó también en la sección 5.2.4, figura 5.4.

Para que un intercambio térmico tenga lugar dentro de cualquier proceso termodinámico, debe existir una diferencia de temperatura diferente de cero, lo cual

establece el flujo térmico entre ambos nodos de temperaturas a través de cualquiera de los mecanismos de transferencia: convección, conducción y radiación. Esto supone la existencia de resistencias térmicas representativas de las fuentes de irreversibilidades dentro de la máquina térmica (Incropera, 2011). Se puede así establecer un modelo más realista de una máquina térmica (figura 5.27) en la cual el calor es transferido hacia el motor desde el foco caliente a través de la resistencia  $R_{t,h}$ , mientras la transferencia energética desde el motor hacia el foco frío se realiza mediante la resistencia  $R_{t,c}$ . Los sub índices  $h$  y  $c$  refieren al lado caliente y al frío de la máquina térmica.

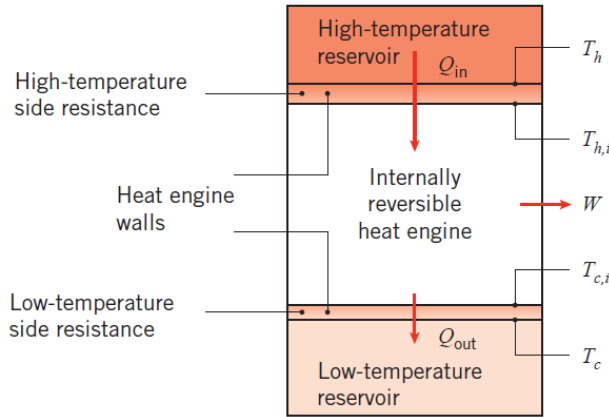


Figura 5.27. Modelo realista de una máquina térmica.

Puede notarse que las temperaturas de los reservorios aún son  $T_h$  y  $T_c$  pero las temperaturas que ve el motor a vapor son  $T_{h,i} < T_h$  y  $T_{c,i} > T_c$ . De esta manera, el motor térmico *interno* puede asumirse como irreversible y su eficiencia es aun la eficiencia de Carnot. Sin embargo, la eficiencia de Carnot se define ahora en base a  $T_{h,i}$  y  $T_{c,i}$ , dando la ecuación 5.28.

$$\eta_c = 1 - \frac{T_{c,i}}{T_{h,i}} \quad 5.28$$

Por definición de resistencia térmica, se tiene que el calor de intercambio estará dado por las siguientes ecuaciones.

$$\dot{Q}_{in} = (T_h - T_{h,i})/R_{t,h} \quad 5.29$$

$$\dot{Q}_{out} = (T_{c,i} - T_c)/R_{t,c} \quad 5.30$$

Combinando estas ecuaciones con la ecuación 5.28 se llega a que el rendimiento real del motor estará dado según la ecuación 5.31, en la que  $R_{tot} = R_{t,h} + R_{t,c}$ .

$$\eta_g = 1 - \frac{T_c}{T_h - \dot{Q}_{in} R_{tot}} \quad 5.31$$

Puede verse que el rendimiento del motor podría asemejarse al rendimiento de Carnot sólo si la irreversibilidad dada por  $R_{tot}$  es nula o infinitesimal. Un valor nulo de rendimiento sólo se dará si  $T_h = T_c + \dot{Q}_{in} R_{tot}$ .

### 5.5. Pérdidas térmicas del cabezal motor

Estos ensayos se realizaron junto con los ensayos de caracterización del motor a vapor en vacío. Tal como se mencionó en el capítulo 3, para la determinación de las pérdidas térmicas hacia el ambiente exterior, se empleó una cámara infrarroja marca Fluke Ti55.

Este dispositivo puede ser configurado para medir en tres rangos de temperatura: entre -20 y 100°C, -20 a 350°C y 250 a 600°C, con una exactitud de 2% o 2°C (el mayor de ambos). Las dimensiones de las imágenes obtenidas son 320 x 240 en el rango IR y 1280 x 1024 en el rango VIS. Las imágenes infrarrojas fueron analizadas mediante el software SmartView provisto por el fabricante, de este análisis se obtuvieron las temperaturas medias de las superficies analizadas.

Para el cálculo de las pérdidas térmicas se realizó la división del cabezal motor en seis superficies de geometría regular. En la tabla 5.12 se resumen las superficies consideradas para el cálculo de pérdida térmica. La envolvente del cabezal motor, en su mayoría, consta de una cobertura de latón que es la contenedora del aislante cerámico, por lo tanto, se medirá la temperatura de esta cobertura. La tapa del motor no posee aislación térmica al igual que la base y aunque no se pudo registrar una captura infrarroja de la tapa del motor, se pudo medir la temperatura de la misma registrando imágenes térmicas desde los laterales. El motor también posee partes metálicas no ferrosas como ser válvulas de purga en las cuales también se determinó la pérdida térmica a través de ellas.

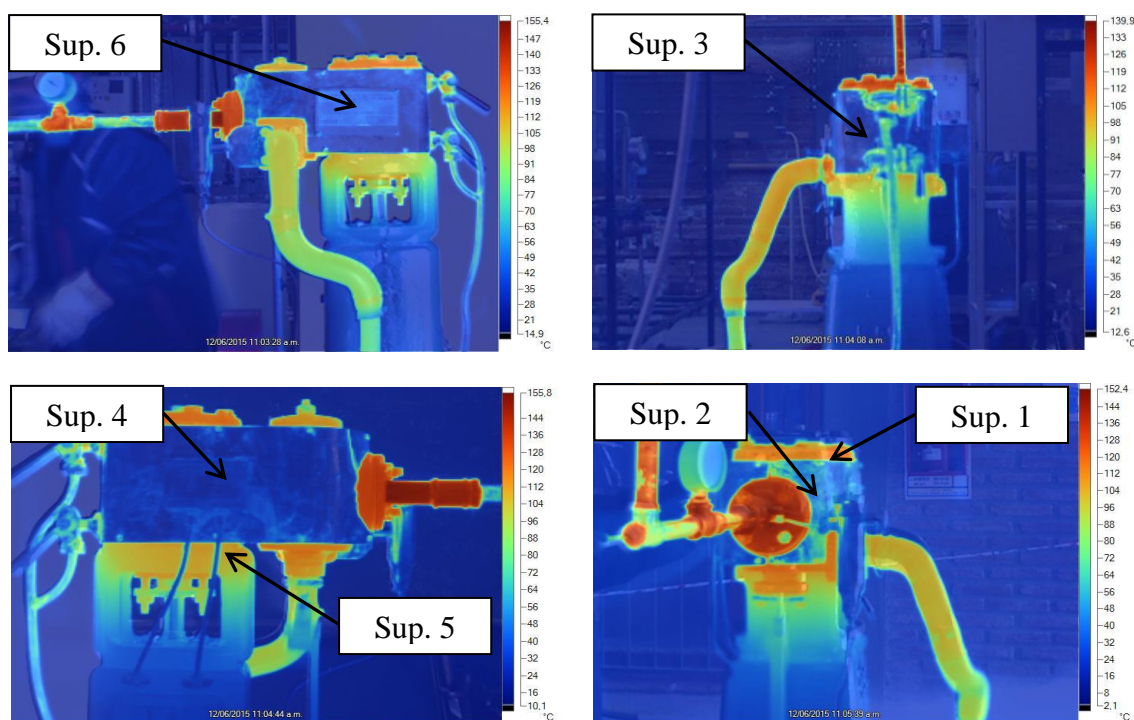


Figura 5.28. Imágenes infrarrojas del motor a vapor para un régimen de 116 rpm.

Superficie	4	3	6	2	1 (tapa)	5 (base)	Emisividad
Hierro	-	-	-	0.027	0.099	0.029	0.81
Latón	0.042	0.029	0.042	0.034	-	-	0.55
Bronce	-	0.022	-	-	-	0.016	0.55

Tabla 5.12. Área en m<sup>2</sup> de las superficies consideradas para la estimación de pérdidas térmicas.

La medición infrarroja se realizó con el motor en régimen de rpm constante para cuatro velocidades de operación: 65, 116, 245 y 288 rpm. Para la configuración de la cámara

infrarroja, es necesario adoptar los coeficientes de emisividad de las superficies (tabla 5.9) así como la temperatura de fondo. En la figura 5.28 se muestran imágenes térmicas del motor a vapor en las que puede notarse la pronunciada diferencia de temperaturas entre la envolvente lateral del cabezal con las tapas de cilindro y válvula de distribución, así como la base del mismo, hecho que se debe al aislante de manta cerámica.

Se emplearon ecuaciones de convección y radiación para la cuantificación de dichas pérdidas (Duffie & Beckman, 2005). El cómputo de las pérdidas térmicas se realiza superficie por superficie y luego el total resulta de la sumatoria de todas ellas. Tales resultados se muestran en la tabla 5.13 en la que los valores alcanzados para todos los regímenes de rpm son similares. Puede observarse también que las superficies de mayor pérdida son la 1 (tapa) y 5 (base) y esto se corresponde con el hecho de no estar las aisladas térmicamente y por lo tanto se espera que dichas superficies, expuestas al ambiente, estén a mayor temperatura que la envolvente o cobertura de latón del motor. Tales temperaturas, en términos medios, se resumen en la tabla 5.14. Los valores de temperatura mayores de la superficie 2 se corresponden con el hecho de estar la brida de admisión conectada directamente a la cañería de vapor. Lo mismo ocurre con la superficie 3, en la que mayores temperaturas se establecen en las válvulas de purga, que al ser de bronce, son mejores conductoras del calor que los demás materiales que componen ésta sección (hierro, manta cerámica y latón).

Rpm		65		116		246		288	
Pérdida térmica		Qr	Qc	Qr	Qc	Qr	Qc	Qr	Qc
Superficie	Material	W		W		W		W	
4	Latón	11.77	5.33	12.48	6.44	12.76	6.88	13.01	7.07
3	Latón	7.98	3.42	8.24	3.84	8.60	4.40	8.45	4.06
	Bronce	10.55	8.43	10.49	8.38	11.10	9.00	10.99	8.80
6	Latón	11.22	4.44	11.56	5.02	11.68	5.21	11.76	5.16
2	Hierro	34.23	18.91	35.80	19.63	35.90	19.68	35.66	19.46
	Latón	14.38	10.85	14.40	10.89	13.66	10.01	14.13	10.44
1	Hierro	92.85	52.52	106.19	60.00	101.39	57.41	108.83	60.98
5	Hierro	30.32	17.15	31.66	17.88	31.49	17.79	32.37	18.13
	Bronce	14.15	11.47	14.99	12.04	9.09	7.51	8.82	7.20
Pérdida Total $\dot{q}_l$		359.96	W	389.93	W	373.56	W	385.34	W
		0.48	HP	0.52	HP	0.50	HP	0.52	HP

Tabla 5.13. Pérdidas térmicas a través de las distintas superficies.

		Régimen de rpm			
Superficie	Material	65	116	246	288
4	Latón	35.5	40	41.8	43.3
3	Latón	33.85	36.3	39.65	38.3
	Bronce	80.75	80.25	85.2	84.35
6	Latón	31.8	34.1	34.9	35.4
2	Hierro	136.2	140.8	141.1	140.4
	Latón	68.9	69	64.5	67.4
1	Hierro	104.6	117.5	113	119.9
5	Hierro	114	118.2	117.7	120.4
	Bronce	138	144	94.9	92.2

Tabla 5.14. Temperaturas medias de las superficies exteriores.

Acorde a los resultados de los ensayos térmicos y mostrados en la tabla 5.14, las pérdidas térmicas del cabezal motor pueden estimarse en un valor promedio de 377 W o bien 0.5 HP, valores que pueden ser empleados para cálculos rápidos de eficiencia térmica. Considerando la superficie total de la envolvente del cabezal motor, se puede expresar la pérdida del motor en términos de un coeficiente global de pérdida hacia el exterior promedio que valdría  $U_L=1115 \text{ W/m}^2$ , para una superficie de envolvente  $S_e=0.34 \text{ m}^2$ .

## 5.6. Conclusiones del capítulo

En este capítulo se abarcó principalmente la caracterización del motor a vapor en condiciones de operación en vacío, es decir, sin carga mecánica. Con este ensayo se determinó la potencia indicada de la máquina para distintos regímenes de presión y rpm. Se obtuvo una potencia indicada de 7 HP para 288 rpm y 7 bar de presión de admisión. Estos parámetros pueden variar en función del estado de lubricación del motor, la temperatura a la que se encuentran los componentes, del estado de los fieltros en las prensas estopa y del tiempo que lleva la máquina operando. Dichos factores afectarán también a la potencia mecánica útil que se entrega en el eje de rotación.

Los ensayos de potencia efectiva realizados con el torquímetro indican que es posible aprovechar la transformación termo mecánica empleando ésta tecnología y, dependiendo de las condiciones de operación, la potencia mecánica plausible de transformarse en potencia eléctrica alcanza los 8 kW, como resulta en el caso en que el régimen de revoluciones es de 400 rpm y la presión de admisión es de 10 bar.

El rendimiento térmico o global del motor a vapor depende del régimen de revoluciones así como de la energía térmica disponible en la fuente de vapor. El estudio de las pérdidas térmicas del cabezal motor y así su determinación permitieron establecer un valor promedio de pérdida térmica hacia el ambiente en 377 W. Este valor puede variar según las condiciones del ambiente donde está montado el motor así como los materiales que conforman la envolvente. El rendimiento térmico es cercano al 20% para regímenes de 288 revoluciones por minuto. Este valor de eficiencia se obtuvo tanto en las mediciones efectuadas en laboratorio para la caracterización de la máquina en vacío como en las mediciones efectuadas con el motor operando en régimen *in situ*. No se produjeron diferencias significativas entre ambos ensayos.

En cuanto al generador eléctrico, este fue ensayado por separado en el campo experimental de INENCO, siendo accionado por un motor eléctrico a través de una transmisión mecánica. Se conectaron cargas trifásicas resistivas de manera gradual y se registraron parámetros como ser tensión de línea, corrientes de fase, régimen de rpm del grupo generador y del motor de accionamiento. Este ensayo permitió determinar la respuesta del equipo de generación bajo diferentes estados de carga eléctrica, en este sentido, se obtuvieron valores de torque y potencia mecánica en el eje del generador trifásico, pudiéndose determinar qué potencia mecánica y qué torque deberá ejercer el motor a vapor para suplir la demanda eléctrica.



Si bien los resultados de potencia y torque necesarios a desarrollar por el motor a vapor, según la carga conectada, muestran que es factible el uso de esta combinación de equipos para la producción de energía eléctrica, en la práctica no fue posible debido a que el sistema CFL no es capaz de mantener la presión de vapor en un nivel constante mientras ocurren los procesos de potencia en la línea de vapor. La apertura de la válvula de alimentación de vapor hacia el motor produce una caída de la presión gradual hasta niveles en los que el generador eléctrico pierde sincronismo siendo el torque en el eje del motor insuficiente para mantener la frecuencia en 50 Hz, con el posterior decaimiento brusco del régimen de rpm. Una alternativa, a modo de prueba, podría ser la incorporación de un sistema de almacenamiento bajo presión, como por ejemplo, un tanque del tipo Vessel, que permita analizar el comportamiento del sistema de generación con un back-up de presión. Además, el generador sincrónico posee una placa de regulación que en primera instancia, ante un escenario como el descrito anteriormente, incrementa la corriente magnetizante a efectos de mantener la tensión en bornes dentro de los valores nominales, pero hasta cierto límite y luego ocurre la inyección de un par de freno eléctrico para evitar el excesivo calentamiento debido a las pérdidas por corrientes dispersión en los devanados.

## 5.7. Referencias

- Academia HÜTTE. Manual del ingeniero. Tomo II. 2ª ed. Rafael Hernández (trad.), Gustavo Gili. Barcelona. 1926.
- Araoz J. A., Cardozo E., Salomon M., Alejo L., Fransson T. H., Development and validation of a thermodynamic model for the performance analysis of a gamma Stirling engine prototype. *Applied Thermal Engineering* 83 (2015) 16 – 30.
- Bahr H. y Herre O. (1951). Calderas. Máquinas de vapor. La escuela del técnico mecánico. Tomo VII. 3ra edición, pp. 215 – 258. Labor S.A. Barcelona – Madrid.
- Bergman T. L., Lavine A. S., Incropera F. P., Dewitt D. P., Fundamentals of heat and mass transfer. Seventh Edition. (2011). John Wiley & Sons. USA.
- Bird, R. B. Theory of Diffusion. *Adv. Chem. Eng.*, 1, 170, 1956.
- Bird, R. B., Stewart W. E., Lightfoot E. N., Transport Phenomena, revised 2nd ed. Wiley, Hoboken, NJ, 2007.
- Dellicompagni P., Franco J., Altamirano M. y Hongn M.. Caracterización de un motor a vapor de doble efecto. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 2015. Vol. 19, pp.03.01-03.12.
- Dubbel H. Manual del constructor de máquinas. Tomo I. 3ª ed. José Serrat y Bonastre (trad.). Labor. Barcelona. 1925.
- Hirschfelder, J. O., Curtiss C. F., and Bird R. B., Molecular Theory of Gases and Liquids, Wiley, Hoboken, NJ, 1964.

- John A. Duffie & William A. Beckman- 2005- Solar Engineering of Thermal Processes, Third Edition, John Wiley and Sons.
- Müller G., Parker G. Experimental investigation of the atmospheric steam engine with forced expansion. *Renewable Energy* 75 (2015) 348 – 355.
- Poling, B. E., Prausnitz J. M., O'Connell J., *The Properties of Gases and Liquids*, 5th ed., McGraw-Hill, New York, 2001.
- Prasad S. (1993). Steam engine characteristics and theoretical performance. *Energy Convers. Mgm.* Vol. 34, No. 12, pp. 1323-1333. 0196-8904/93.
- Rojas J. y Ureña J. (2012). Las máquinas de vapor en la obtención del azúcar de caña en España: análisis comparativo. *Dyna*, 79, 171, 183-190. Medellín. ISSN 0012-7353.
- SIG Nacional del Centro Regional de Energía Eólica.  
[http://sigeolico.minplan.gob.ar/pmapper\\_demo/frameview.phtml?language=0](http://sigeolico.minplan.gob.ar/pmapper_demo/frameview.phtml?language=0)
- Skelland A. H. P., *Diffusional Mass Transfer*, Krieger, Malabar, FL, 1985.
- Tian Y., Zhang H., Li G., Hou X., Yu F., Yang F., Yang Y., Liu Y., Experimental study on free piston linear generator (FPLG) used for waste heat recovery of vehicle engine. *Applied Thermal Engineering* 127 (2017) 184 – 193.
- Yatsuzuka S., Niiyama Y., Fukuda K., Muramatsu K., Shikazono N., Experimental and numerical evaluation of liquid-piston steam engine. *Energy* 87 (2015) 1 – 9.e

**CAPÍTULO 6**  
**ESTUDIO**  
**EXPERIMENTAL DE**  
**LA PERFORMANCE**  
**TERMICA DEL**  
**CONDENSADOR Y**  
**ABSORBEDOR**

## **6.1. Introducción**

Entre los trabajos de investigación realizados por el Instituto de Investigaciones en Energía no Convencional (INENCO), en cuanto a tecnologías de concentración Fresnel lineal (FL), pueden mencionarse los siguientes: simulaciones computacionales de transferencia térmica en absorbedores mediante analogías termo-eléctricas (Altamirano et al., 2009), simulación para dos configuraciones de operación de un concentrador FL; una con generación directa de vapor y otra con recirculación de agua a alta presión en estado no estacionario (Altamirano et al., 2010), desarrollo de un algoritmo para calcular la radiación directa reflejada por un sistema FL (Salazar y Cadena, 2009), el estudio de aspectos ópticos y geométricos de un sistema FL (Gea et al., 2010) y el análisis hidro-térmico del fluido de trabajo de un concentrador FL para diferentes condiciones de funcionamiento (Hongn et al., 2016). Sin embargo, la determinación del coeficiente global de pérdida, para las condiciones reales en las que se encuentra el absorbedor del sistema FL de San Carlos, Salta (Gea, 2014; Saravia et al., 2015; Dellicompagni et al., 2016), no ha sido determinada hasta la fecha.

En este capítulo se trata la determinación experimental del estado térmico de un prototipo absorbedor de dimensiones transversales en escala real y de una longitud acotada (1.4 m), que se corresponde al absorbedor del sistema FL montado en la ciudad de San Carlos. El trabajo llevado a cabo y descrito en este capítulo es la continuación de los estudios térmicos desarrollados por Flores Larsen et al (2012) para la determinación del coeficiente global de pérdidas, a diferencia que en aquella oportunidad la condición de los ensayos fue en atmósfera con viento calmo, potencia térmica variable y cobertura de cavidad de Maylar®. Si bien los resultados de dicho trabajo coinciden con una gran variedad de autores avocados al mismo tema, surgió la necesidad de analizar que sucede con el coeficiente global de pérdida cuando la cavidad está sin cobertura y con condiciones de viento variable, mientras que los caños del absorbedor son calentados eléctricamente a una potencia promedio de 780 W por caño, es decir, a máxima potencia.

De manera conjunta con las mediciones realizadas en el absorbedor (Hongn, 2017) y en el bloque de potencia, se tomaron registros de parámetros físicos y térmicos en el condensador vapor / aire con el objeto de caracterizar la energía térmica contenida en el aire de inyección para su empleo en el proceso de secado. Para el caso de los vidrios templados colocados en noviembre de 2017, fue necesario ensayar varios espesores y tipos de vidrio en un prototipo de absorbedor (el mismo empleado por el Dr. Altamirano, de 1.4 m) para evaluar la resistencia térmica y optar por el más apropiado.

## **6.2. Mediciones realizadas en el condensador**

El objetivo es determinar la capacidad de transferencia térmica del condensador, cuyo principio de intercambio es vapor / aire a través de placas paralelas, para poder estimar cuanta energía térmica debería disponer el vapor que llega a este bloque, después de haber pasado por los demás procesos anteriores. O bien, desde otra perspectiva, determinar si será necesario cubrir un posible déficit de energía térmica mediante el

colector pasivo construido por Condorí et al. (2009) acorde con las condiciones higrotérmicas o psicométricas del aire y que dependen del producto que se desea secar en la cámara del secadero.

La figura 6.1a muestra al condensador integrado por un set de 12 (doce) placas planas y paralelas por las cuales el vapor ingresa por la esquina superior y sale en estado líquido por la parte inferior, depositándose en un recipiente de condensado desde el cual es bombeado hasta la cisterna de almacenamiento para luego ser reinyectado al sistema (Gea, 2014).

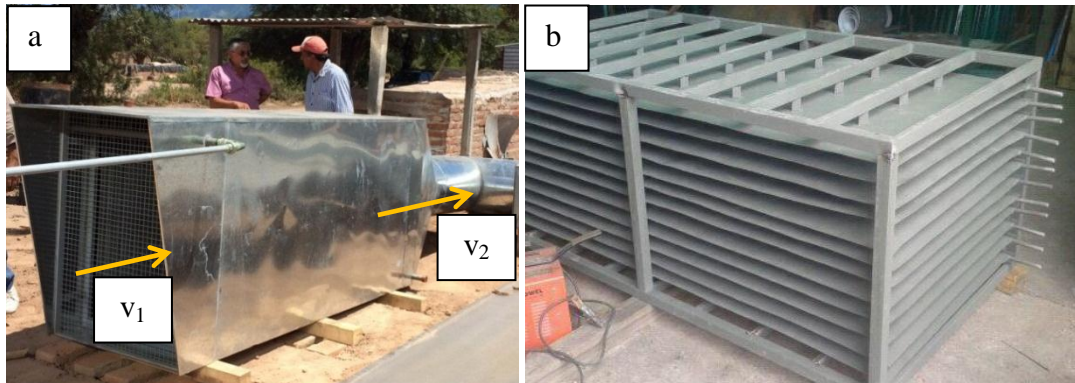


Figura 6.1. a) Intercambiador aire – vapor acoplado a la red de vapor y a la boca de impulsión de aire forzado. b) Condensador en proceso de construcción. Obsérvese las boquillas de distribución de vapor en cada una de las placas.

Cada placa consta de dos chapas ferrosas soldadas (figura 6.1b) en su periferia formando así un intersticio por el cual el vapor circula y lame las paredes internas de las mismas, cede calor y se condensa. La transferencia energética ocurre en ambas chapas lado a lado. La corriente de aire que arrastra el calor cedido posee una velocidad  $v_1$  y se produce gracias a una turbina de accionamiento eléctrico. Esta velocidad se considera uniforme a lo largo de la sección total prismática transversal ( $A_1$ ). Tanto el vapor dentro de las placas como la corriente de aire circundante tienen el mismo sentido de circulación. El vapor ingresa por el caño superior y se distribuye en las doce placas, avanza en su recorrido entregando su energía a una tasa  $\dot{q}$ . Esta tasa de transferencia de calor puede estimarse realizando un balance térmico del aire de entrada y de salida, midiendo las respectivas temperaturas antes de ingresar al intercambiador ( $T_{amb}$ ) y después de su paso por el mismo ( $T_{sal}$ ). El condensado egresa por el caño inferior. La ecuación 6.1 (Moya y Rosero, 2006; Fernández-Seara et al., 2011; Blechich, 2015) determina la ganancia térmica del aire de intercambio, en W.

$$\dot{q} = \bar{\rho} \bar{v}_1 \bar{C}_p A_1 (T_{sal} - T_{amb}) \quad 6.1$$

Dónde  $\bar{\rho}$  es la densidad media del aire,  $\bar{v}_1$  es la velocidad media en la sección  $A_1$  transversal al flujo de aire,  $\bar{C}_p$  es el poder calorífico a presión constante del aire,  $T_{sal}$  es la temperatura con la que el aire abandona la zona de intercambio y  $T_{amb}$  es la temperatura con la que el aire ingresa al mismo. Mediante la ecuación 6.1 podemos estimar cuanta energía térmica el vapor cede al aire, dentro del intercambiador, en

forma global. La velocidad  $v_2$  fue medida en la salida, en el ducto de sección reducida y de diámetro  $\varphi$ , mediante un sensor de hilo caliente TSI por lo que la velocidad  $v_1$  debe ser calculada considerando la continuidad del flujo másico de aire (Incropera, 2011).

$$v_1 = \frac{A_2}{A_1} v_2 = \frac{\pi \varphi^2}{4A_1} (\sin \alpha) v_2 \quad 6.2$$

El ángulo  $\alpha$  determina la apertura de la válvula mariposa y el mismo valió  $45^\circ$  para todos los ensayos. Dicha válvula está inserta en el interior del ducto de aire y mediante el mismo se regula la superficie efectiva de paso del caudal (figura 6.2).

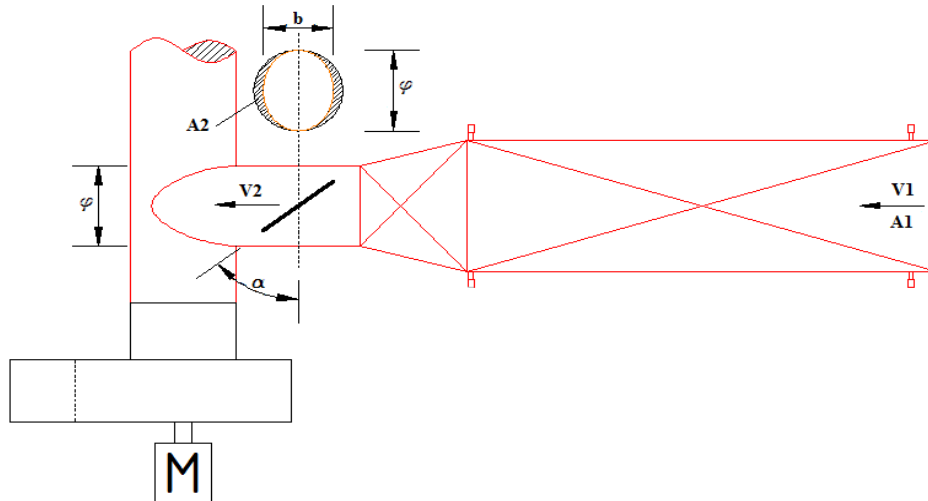


Figura 6.2. Esquema del intercambiador de calor / condensador vapor aire.

En base a las mediciones realizadas, para diversas épocas del año, se elabora la figura 6.3 en la que puede verse la relación entre el calor cedido al aire ambiente antes de ingresar a la cámara del secadero y el salto térmico.

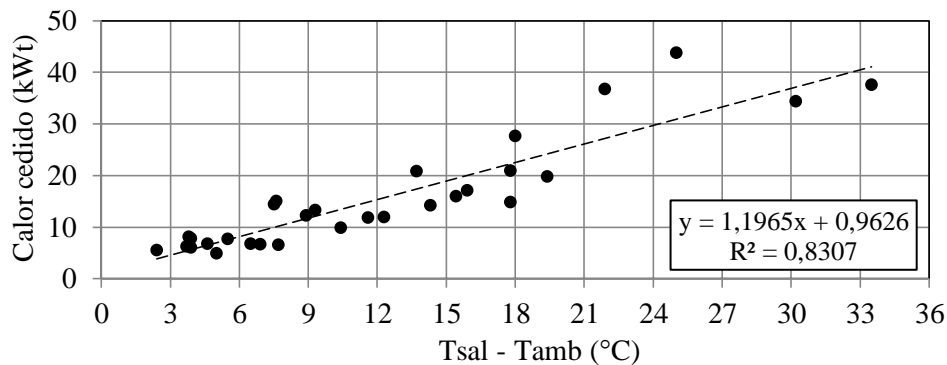


Figura 6.3. Relación entre el calor cedido al aire y el salto térmico producido.

La ecuación de regresión de la figura 6.3 permitirá determinar cuanta energía se necesita cederle al aire en función del salto térmico requerido, o bien hasta que salto térmico se puede lograr en el aire de inyección al secadero para una determinada disponibilidad energética en el vapor.

El rendimiento global del condensador se determina como el cociente entre el calor cedido al aire y la energía térmica disponible en el vapor en la entrada del condensador (Bleich, 2015) según la ecuación 6.3.

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{q}} = \frac{\dot{m} h_v}{\dot{q}} \quad 6.3$$

Donde  $\dot{m}$  es el caudal másico de vapor y  $h_v$  su entalpía específica a la temperatura de ingreso en el condensador. En base a las mediciones realizadas se construye la curva de rendimiento para la obtención de una ecuación de regresión en función del salto térmico del aire, como se muestra en la figura 6.4.

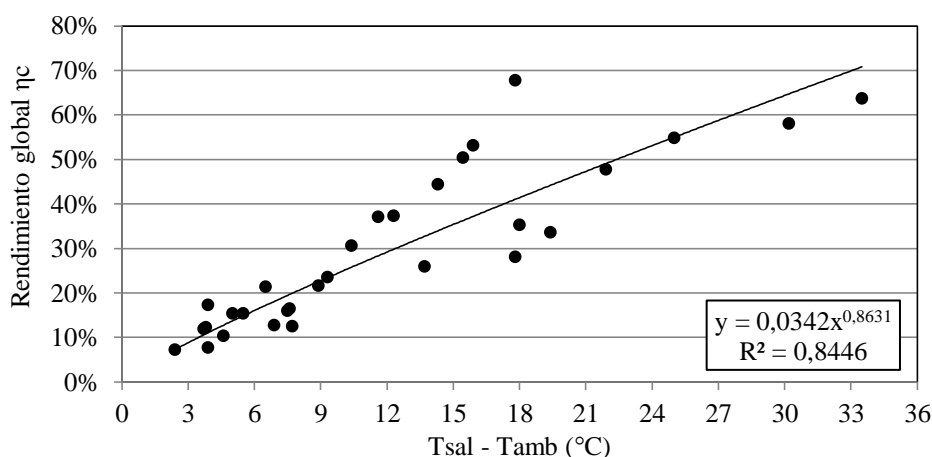


Figura 6.4. Rendimiento global del condensador.

### 6.3. Ensayo térmico de absorbedor sin cobertura y viento variable

Para mejorar el rendimiento del CFL, es necesario que las pérdidas de calor se reduzcan al mínimo, el absorbedor que está a altas temperaturas es una fuente importante de pérdidas. Los siguientes ensayos de laboratorio evalúan las pérdidas térmicas del absorbedor en distintas condiciones de velocidad de viento y de temperatura.

Los ensayos realizados por Flores Larsen (Flores Larsen et al, 2012) resultaron útiles para evaluar la performance térmica de un modelo absorbedor de dimensiones transversales en escala real, pero de una longitud de 1.4 m. Este prototipo constaba de una cobertura que evitaba el ingreso de corrientes de aire externas y las mediciones se realizaron en condiciones de laboratorio de viento calmo. Surge así la necesidad de saber qué ocurre con las temperaturas de los caños cuando el absorbedor no posee cobertura y, además, se tienen condiciones de viento variable. Por lo tanto, se repitieron tales ensayos, en el mismo absorbedor generando una corriente de aire de diferentes velocidades mediante ventiladores de pie. En la figura 6.5 se muestra al cabezal sin los laterales. Se registraron las temperaturas en el centro de los caños. Las condiciones de viento se modificaron, variando la alimentación eléctrica de los ventiladores mediante sus respectivas llaves selectoras, comenzando con condiciones de viento calmo hasta viento máximo. Los caños están identificados del 1 al 5, estando el N°1 orientado hacia

el Oeste y el N°5 hacia el Este, de manera que el viento incide en forma perpendicular al absorbedor por el lado del caño N°1.



Figura 6.5. Prototipo ensayado con viento variable.

Se midieron las temperaturas de las paredes trapeciales internas y externas (a 45°) y el techo. Para todas las temperaturas se emplearon termocupla tipo K y adquisidor de datos DigiSense de doce canales. La velocidad del viento incidente se midió con un anemómetro de hilo caliente tipo TSI en el lado Oeste de la instalación. También se registraron los valores de tensión y corriente en cada una de las resistencias eléctricas que calientan los tubos. Este ensayo, a diferencia de los realizados por Flores Larsen, fue a potencia eléctrica constante. En el esquema de la figura 6.6 se muestran los puntos de mediciones.

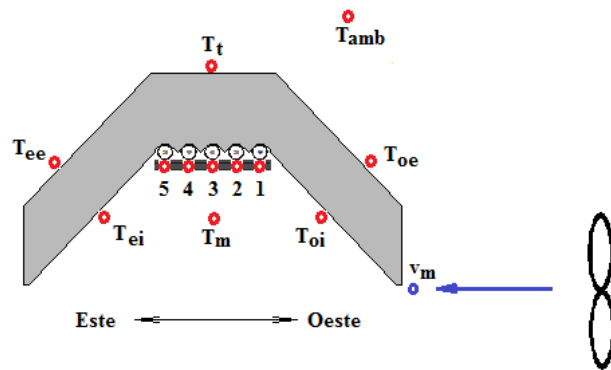


Figura 6.6. Puntos de medición de temperatura y viento.

Los nodos de temperatura se corresponden con la región central del absorbedor en donde:

- $T_{ee}$ : Temperatura lateral Este exterior
- $T_{ei}$ : Temperatura lateral Este interior
- $T_{oe}$ : Temperatura lateral Oeste exterior
- $T_{oi}$ : Temperatura lateral Oeste interior
- $T_t$ : Temperatura de techo
- $T_c$ : Temperatura en el centro de la cavidad
- $T_{amb}$ : Temperatura ambiente



- $v_m$ : velocidad de viento incidente

Como se mencionó, se varió la velocidad de viento desde calmo pasando a la condición de viento máximo, medio y finalmente bajo, simulando los vientos a los que se ve sometido el CFL en su ubicación en San Carlos. Para cada estado de velocidad de viento, se esperó a que la temperatura de los caños alcanzara un nuevo régimen permanente en el tiempo. Se presentan los resultados de las mediciones en la figura 6.7.

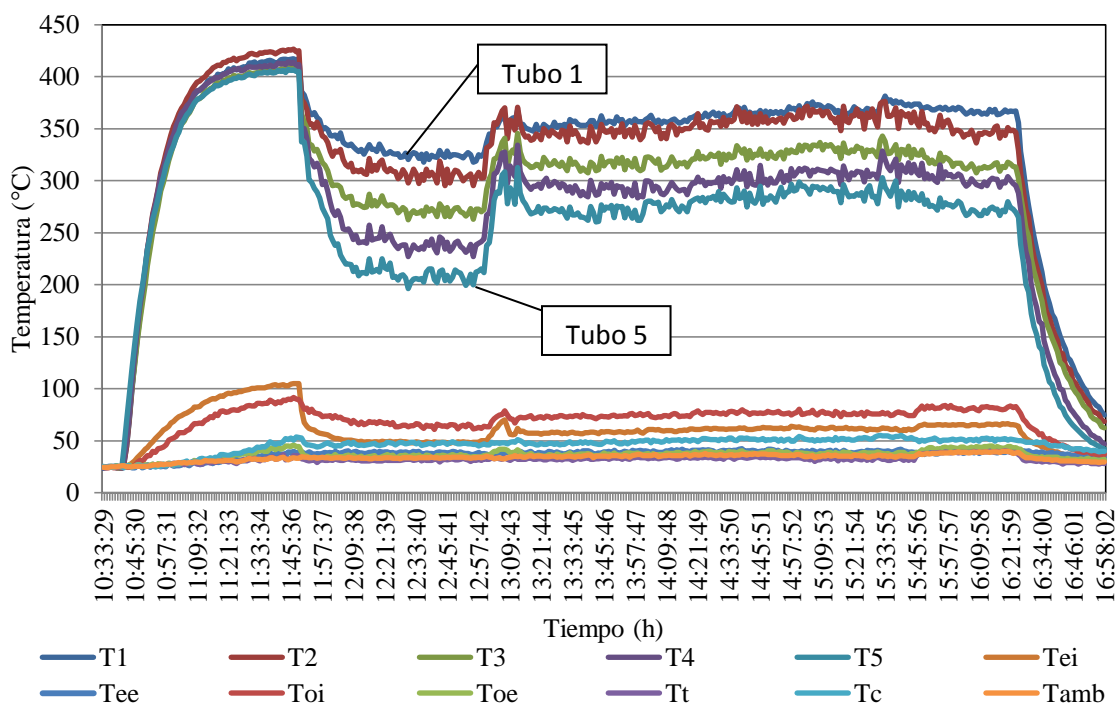


Figura 6.7. Perfil de temperaturas para diferentes velocidades de viento.

Los demás parámetros medidos como ser, velocidad de viento, tensión y corriente se muestran en la tabla 6.1. Los valores registrados se agrupan conforme al grupo de velocidades y a la hora de realizadas las mismas. A partir de la medición de la corriente eléctrica y la tensión, la potencia disipada por las resistencias resulta del producto de ambos parámetros. Esta potencia eléctrica disipada es el calor que se transfiere al medio desde la superficie exterior de los caños.

Viento	hora	$v_m$ (m/s)	Tubo 1		Tubo 2		Tubo 3		Tubo 4		Tubo 5	
			U1 (V)	I1 (A)	U2 (V)	I2 (A)	U3 (V)	I3 (A)	U4 (V)	I4 (A)	U5 (V)	I5 (A)
Calmo	11:27	0	215.2	3.6	215.2	3.3	213.4	3.3	213.4	3.4	217.1	3.4
	11:36	0	213.8	3.6	213.8	3.6	212.4	3.6	212.4	3.5	217.7	3.5
	11:41	0	213.8	3.6	213.8	3.3	212.9	3.3	212.9	3.3	217.2	3.4
Viento máximo	12:19	2.45	215.4	3.6	215.4	3.6	215.7	3.4	215.7	3.6	218	3.6
	12:28	2.175	218	3.6	218	3.5	214.6	3.4	214.6	3.6	216.7	3.5
	12:35	2.27	217.4	3.6	217.4	3.5	214.6	3.3	214.6	3.5	217.2	3.4
	12:42	2.25	217.6	3.6	217.6	3.5	214.7	3.4	214.7	3.5	218.6	3.5
	12:48	2.7	218.1	3.6	218.1	3.5	214.9	3.3	214.9	3.4	217.1	3.5

Tabla 6.1. Valores registrados de velocidad de viento incidente, corriente eléctrica y tensión aplicada en cada resistencia.

Viento	hora	vm (m/s)	Tubo 1		Tubo 2		Tubo 3		Tubo 4		Tubo 5	
			U1 (V)	I1 (A)	U2 (V)	I2 (A)	U3 (V)	I3 (A)	U4 (V)	I4 (A)	U5 (V)	I5 (A)
Viento medio	13:18	1.4	217.7	3.6	217.7	3.3	214	3.3	214	3.5	218	3.6
	13:26	1.66	218.8	3.6	218.8	3.5	213.6	3.3	213.6	3.5	217.3	3.5
	13:44	1.59	220.5	3.6	220.5	3.6	214.5	3.4	214.5	3.5	217.7	3.4
	13:54	1.82	221.9	3.6	221.9	3.6	213.4	3.3	213.4	3.6	220.2	3.5
	14:03	1.675	220.5	3.6	220.5	3.7	212.9	3.2	212.9	3.5	220.1	3.5
Viento mínimo	14:50	1.215	220.2	3.6	220.2	3.6	211.6	3.3	211.6	3.5	220.7	3.5
	15:00	1.13	219.9	3.6	219.9	3.8	213.4	3.3	213.4	3.7	221	3.5
	15:10	1.55	219.8	3.6	219.8	3.5	214.1	3.3	214.1	3.4	219.7	3.5
	15:21	1.15	220.1	3.6	220.1	3.5	215.2	3.3	215.2	3.5	220.1	3.5
	15:32	1.505	221	3.6	221	3.4	211	3.4	211	3.5	220.4	3.5

Tabla 6.1. (Continuación). Valores registrados de velocidad de viento incidente, corriente eléctrica y tensión aplicada en cada resistencia.

Se puede determinar el coeficiente global de pérdidas hacia el exterior  $U_L$  mediante la metodología de caculo de Flores Larsen et al. (2012). Se tiene la ecuación 6.4 para cada tubo.

$$U_{Lj} = \frac{Q_{dj}}{A_j(T_j - T_{amb})}, \text{ con } j = 1, \dots, 5 \quad 6.4$$

Ecuación que da el valor de  $U_{Lj}$  de cada caño en  $W/^\circ C m^2$ , el valor  $A_j$  corresponde a la sección de un solo tubo,  $T_j$  es la temperatura de la superficie de cada tubo y  $T_{amb}$  es la temperatura ambiente. En la figura 6.8 se presentan los distintos coeficientes globales de pérdida para cada tubo.

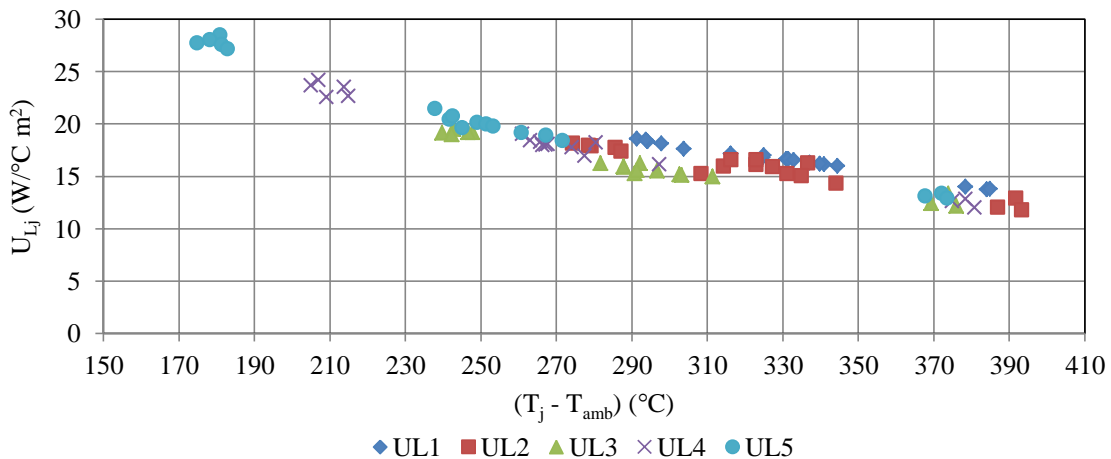


Figura 6.8. Coeficiente global de pérdida al exterior por tubo.

De los perfiles térmicos de los caños (figura 6.7) puede decirse que existe una corriente de aire en forma de bucle dentro de la cavidad del absorbedor que ingresa a la misma desde el lateral Oeste, llega hasta el lateral interior Este y comienza a lamer los caños arrastrando así el calor de cada uno de ellos, primero lo hace en el caño 5 y así hasta el 1. Cuando esta corriente llega al caño 1, ya habrá adquirido una temperatura superior con la que ingresó a la cavidad por lo que su capacidad convectiva disminuye. Esto explica los valores elevados de  $U_{L5}$  observado en la figura 6.8, siendo menor este coeficiente para los caños 1 y 2. Para condiciones de viento transversal, el coeficiente

global de pérdida hacia el ambiente puede alcanzar valores de entre 3 – 5 veces del rango 3 – 6 W/°C m<sup>2</sup> calculados en condiciones de viento calmo y con cobertura. La influencia de la velocidad de viento incidente sobre el estado térmico de cada caño puede observarse en la figura 6.9.

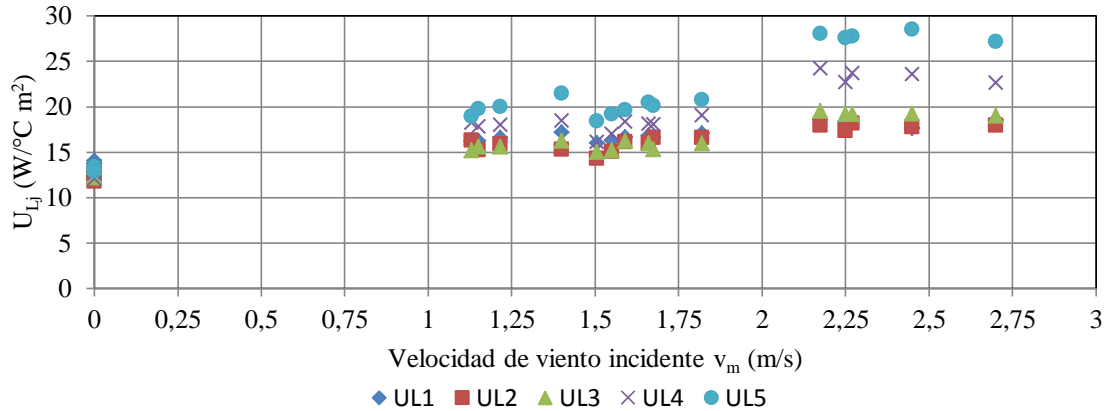


Figura 6.9. Variación del coeficiente global de pérdida con la velocidad de viento incidente.

Para cada estado térmico, se puede determinar el coeficiente global de pérdida al exterior realizando el promedio (ecuación 6.5) de los  $U_{Lj}$  y agruparlos según la velocidad de viento.

$$U_{Lm} = \frac{\sum Q_{aj}/5}{(\sum A_j)(T_{mj} - T_{amb})} \quad 6.5$$

$$T_{mj} = \sum T_j/5 \quad 6.6$$

Se presenta así la figura 6.10 en la que la acción de la velocidad de viento sobre las pérdidas térmicas se puede observar en mejor detalle. Los coeficientes globales de pérdida representan ahora el promedio para toda la superficie de caños que se encuentra disipando calor.

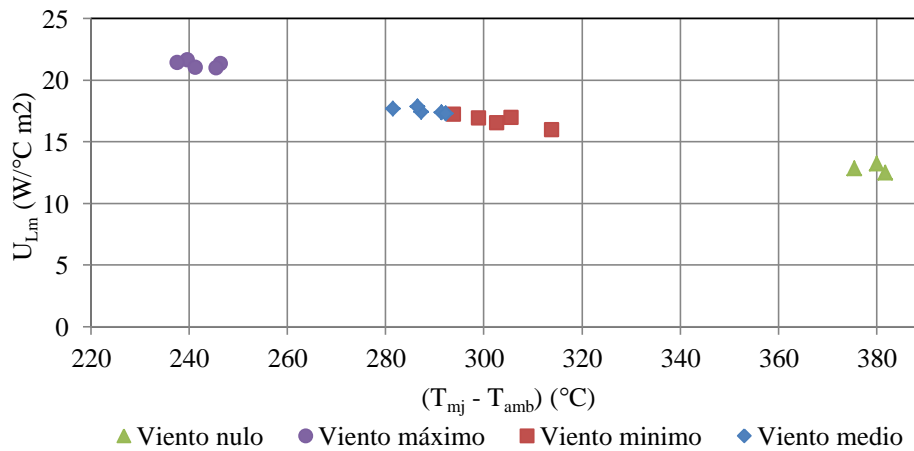


Figura 6.10. Coeficiente global de pérdida promedio en relación del salto térmico promedio, agrupados según la velocidad de viento.

Estos resultados se corresponden con velocidades de viento no superiores a 3 m/s a nivel del suelo. Las pérdidas hacia el exterior podrían empeorar en el absorbedor real del concentrador Fresnel de San Carlos, el cual está ubicado a 7 m de altura con respecto al suelo y las velocidades de viento pueden alcanzar los 3 m/s con picos de 5.7 m/s a 10 m de altura, con dirección predominante desde el Oeste (datos del SIG del Centro Regional de Energía eólica). Por lo tanto, resulta necesaria la cobertura de la cavidad del absorbedor.

#### 6.4. Ensayo térmico de vidrios para la cavidad absorbedora

Con el objeto de disminuir las pérdidas térmicas en el absorbedor se decidió poner una cobertura de vidrio transparente. Llevándose a cabo experiencias con distinto tipo de vidrios.

Para analizar la respuesta térmica y resistencia de los vidrios a colocar en la cavidad del absorbedor, se procedió a realizar ensayos térmicos empleando el cabezal prototipo de 1.4 m de longitud, primero en condiciones de viento calmo y después con condiciones de viento variable. En primer lugar se probaron vidrios comunes de 3 mm y 4 mm de espesor, por último se probó con vidrios templados de 4 mm.

Los ensayos consistieron en calentar el cabezal absorbedor mediante las resistencias eléctricas habiendo colocado dos paneles de vidrios a modo de cobertura (tres para el caso de vidrios templados) y registrar las temperaturas de los caños (en este caso de los caños 1, 3 y 5), de los vidrios en sus ambas caras (interior y exterior) y la temperatura ambiente. Entre los vidrios y la estructura del cabezal se colocaron burletes de goma para evitar el contacto vidrio – metal y posibles infiltraciones de aire (figura 6.11). El conjunto vidrios – burletes se soportó mediante un ángulo L de aluminio teniendo la precaución de no ejercer demasiada presión sobre los burletes, para permitir los desplazamientos por dilatación y pandeo.

Al igual que la sub sección anterior, todos los ensayos se realizaron a la máxima potencia disipada por las resistencias eléctricas.

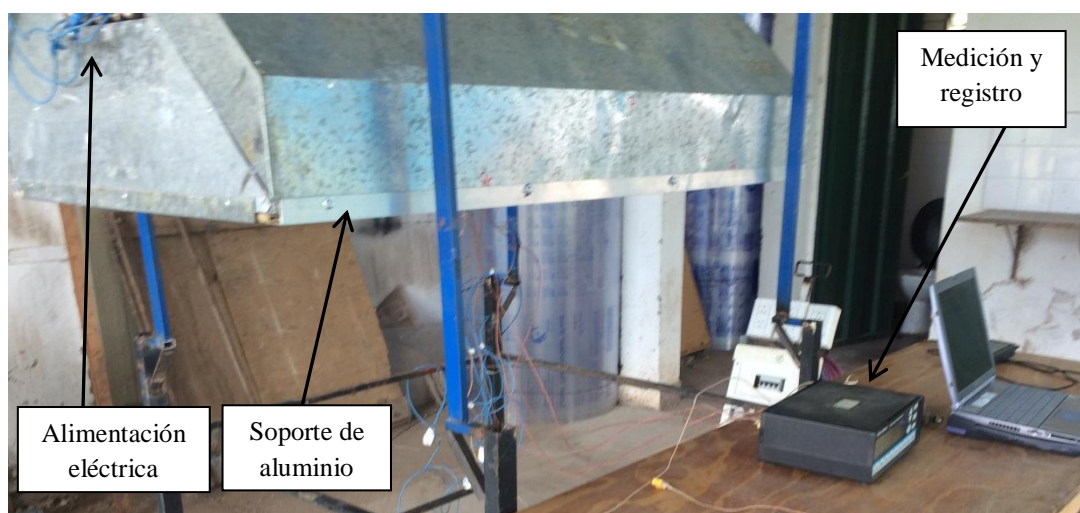
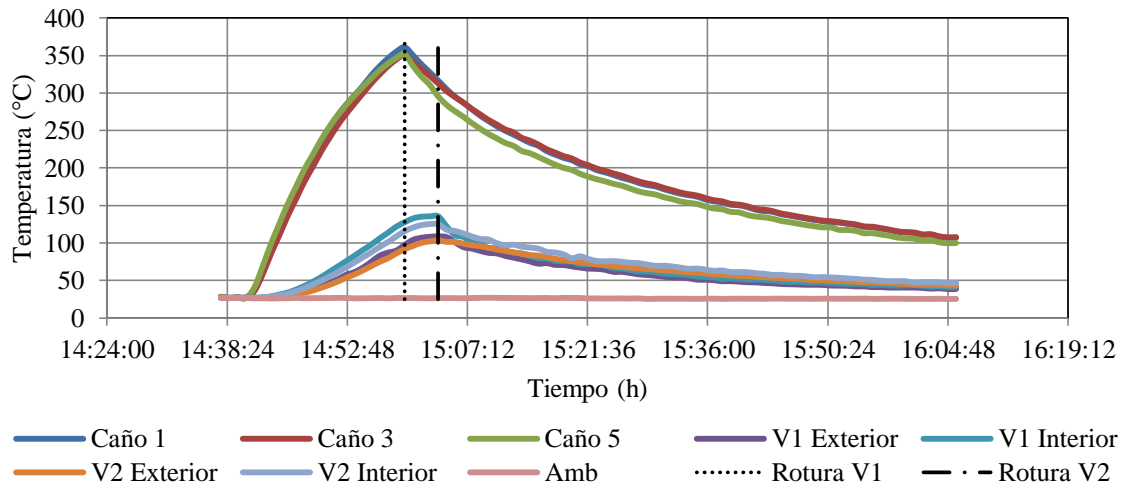


Figura 6.11. Montaje experimental – test térmico de vidrios.

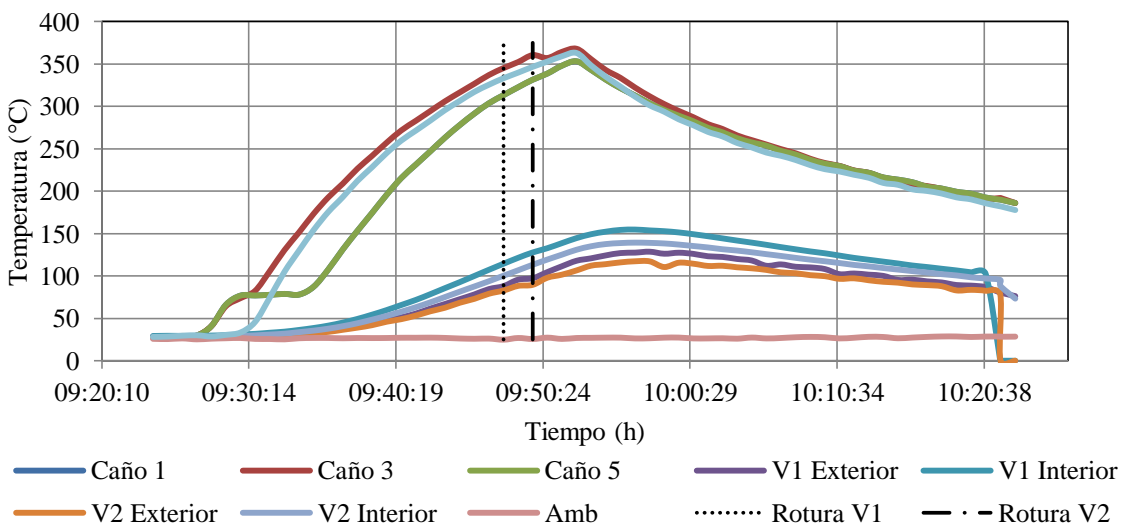
#### 6.4.1. Vidrio común de 3 mm con viento calmo

La figura 6.12 muestra el resultado del ensayo térmico para dos vidrios (V1 y V2) en los que se produjo la rotura de ambos en diferentes tiempos. Al producirse la rotura del primer vidrio (V1) a 127.6 °C, inmediatamente se interrumpió la conexión eléctrica de las resistencias como medida de seguridad, por lo que los caños comienzan a enfriarse. Poco tiempo después se produce la rotura del segundo vidrio (V2) a 125 °C. Ambas temperaturas corresponden al lado interior de los vidrios. Se descarta el uso de vidrios comunes de 3 mm.



#### 6.4.2. Vidrio común de 4 mm con viento calmo

En esta oportunidad, se observan que estos vidrios también se rompen pero a temperaturas levemente inferiores, correspondiendo 114.4 °C para el primer vidrio (V1) y 113.2 °C para V2 (figura 6.13). La desconexión de las resistencias se produce después de la segunda rotura.





En la siguiente figura se muestra como el vidrio común se fragmenta en porciones presentando aristas filosas y puntas agudas, lo cual representan un peligro para la integridad física de las personas por el desprendimiento de los mismos en altura, así como la permanencia de restos en el suelo. Se descarta de manera definitiva el uso de vidrio común para el cerramiento de la cavidad del absorbedor.



Figura 6.14. Rotura y fragmentación de los vidrios comunes por acción térmica.

#### 6.4.3. Vidrio templado de 4 mm con viento calmo

El espesor mínimo disponible en el mercado local es de 4 mm, dado que la producción de vidrios templados de menores espesores requiere una tecnología más sofisticada, que no se encuentra disponible en las fábricas vidrieras en nuestro país.

La metodología empleada es la misma, excepto que se cambió el sistema de soporte de los vidrios optándose por tres paneles (V1, V2 y V3) colocados de manera transversal al cabezal prototipo (figura 6.15a), no se midieron las temperaturas laterales de la cavidad. Se procedió al calentamiento del equipo, en la que se observó un pandeo excesivo en el vidrio central, produciéndose una luz de 1 cm aproximadamente (figura 6.15b). Esto se produjo porque los vidrios de fábrica, no son completamente planos y presentan irregularidades asociadas al proceso de temple y enfriamiento (los vidrios son tendidos desde un extremo, en posición vertical).

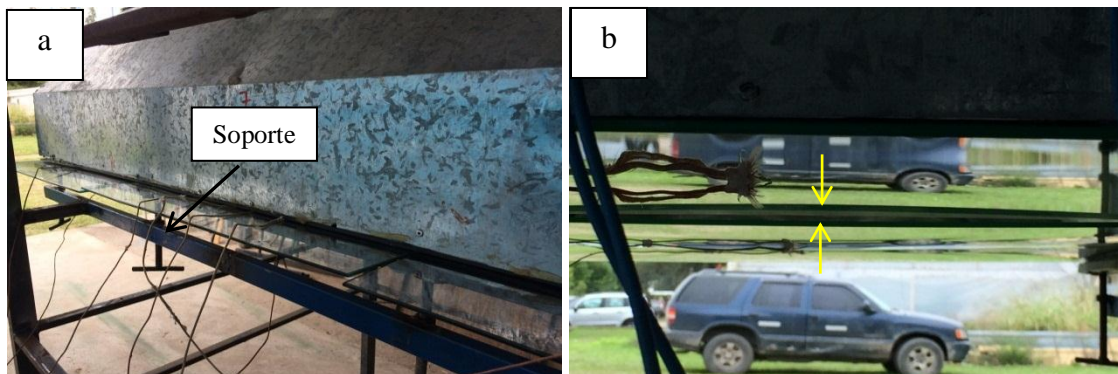


Figura 6.15. Ensayo térmico de vidrio templado. a) Estructura de soporte. b) Pandeo producido en vidrio central

Los resultados del ensayo térmico se muestran a continuación. A máxima potencia térmica, los caños alcanzaron valores próximos a los 450 °C, superior a las temperaturas registradas en el absorbedor real de San Carlos mediante termografía infrarroja (Hongn, 2017), por lo que se decidió dar por finalizado el ensayo térmico con viento calmo de manera satisfactoria, en el que los vidrios alcanzaron una temperatura de aproximadamente 230 °C del lado interior.

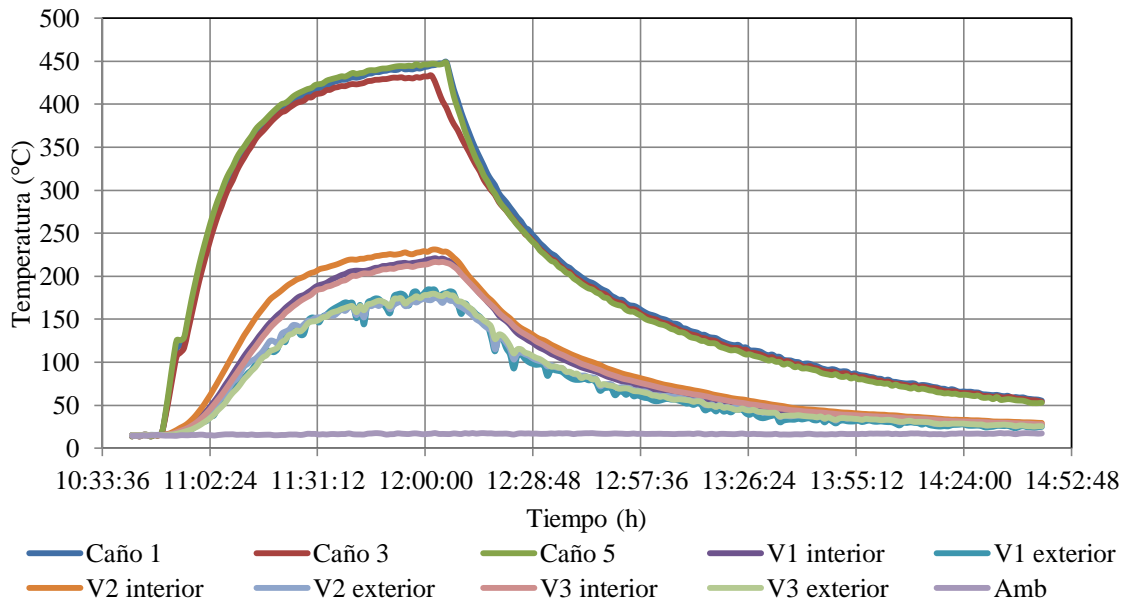


Figura 6.16. Ensayo térmico de vidrio templado de 4 mm. Perfil de temperaturas.

#### 6.4.4. Vidrio templado de 4 mm con viento variable

Se optó por usar la turbina del túnel de viento del campus experimental del INENCO, pero del lado difusor. Se construyó un habitáculo con el fin de canalizar el viento que abandona la turbina y dirigirlo hacia el prototipo de absorbedor. En la figura 6.17 se observa los nodos de temperaturas medidos. En ésta ocasión se midió la temperatura de los caños 1 y 3.

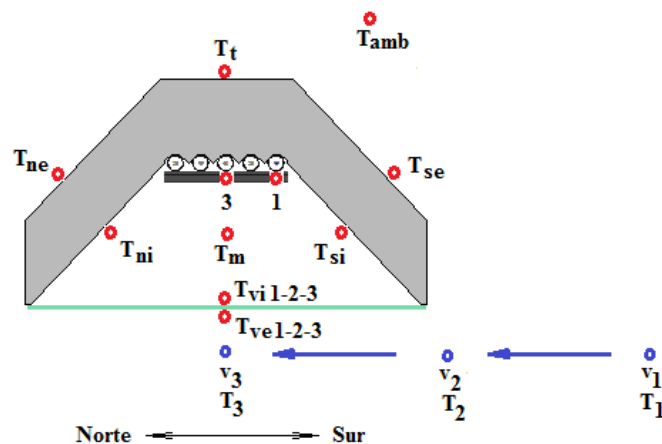


Figura 6.17. Esquema de distribución de termocuplas y puntos de medición de velocidad de viento.

Las velocidades de viento se midieron en la región central del absorbedor, en la dirección Norte – Sur. También se midió la temperatura en dichos puntos,  $T_1$ ,  $T_2$  y  $T_3$ , con el mismo anemómetro de hilo caliente. Así mismo, se midieron la corriente eléctrica y tensión aplicada en cada resistencia. El habitáculo construido se muestra en la figura 6.18, junto con el instrumental de medición.

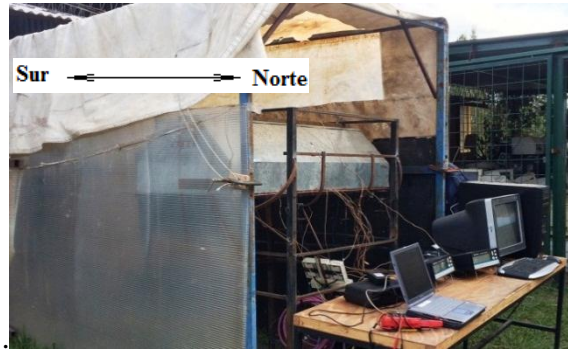


Figura 6.18. Habitáculo de medición.

El procedimiento de calentamiento es idéntico a los ensayos anteriores y la variación de la velocidad de viento se realiza regulando las rpm del motor impulsor, el mismo empleado para los ensayos del generador sincrónico (Capítulo 5, sección 5.3). Como primera medida se llega al régimen térmico con una velocidad de viento relativamente baja y en el momento en que las temperaturas permanecen invariables, se realizan las mediciones de corriente eléctrica, tensión aplicada, velocidades de viento y temperatura de viento. Se ensayó el prototipo para cuatro regímenes de velocidad del motor impulsor: 150, 300, 450 y 600 rpm. Las temperaturas de las termocupas se descargan del datalogger para su procesamiento y se muestran en la figura 6.19.

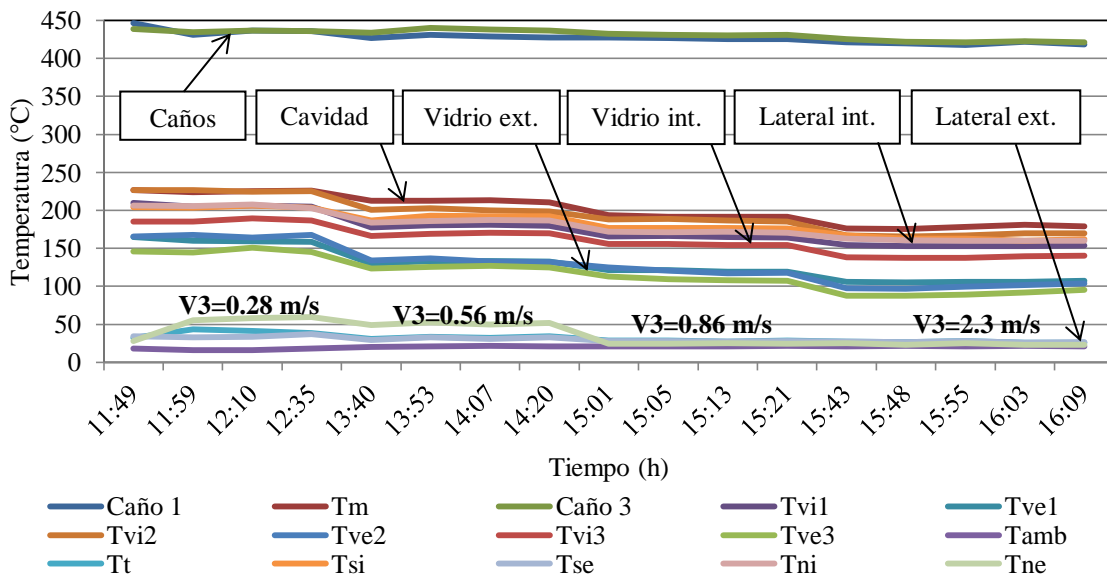


Figura 6.19. Perfil de temperaturas para cada régimen permanente de velocidades.

Puede verse que la temperatura de los caños se mantiene en un rango prácticamente constante, si bien el efecto convectivo del viento exterior aumenta dado al aumento de la velocidad. La eliminación del bucle convectivo interior en la cavidad resulta evidente



a partir de los registros de temperatura de los caños. Los valores elevados en la primera mitad del ensayo, para la envolvente metálica del cabezal (laterales) se deben a la incidencia solar que luego se ve obstruida por el edificio del INENCO pasadas las 15 horas, por lo que en condiciones de viento, la envolvente metálica del equipo se mantiene prácticamente a la temperatura ambiente. El valor de V3 de la figura 6.19 es la velocidad medida a 5 cm por debajo del vidrio central, promediada para todos los valores registrados en cada régimen permanente. Los valores registrados de velocidad de viento y *temperatura de viento* se muestran en la tabla 6.2 y en tabla 6.3 se muestran los registros de tensión y corriente.

		Temp. viento (°C) y vel. viento (m/s)					
Hora	rpm	T1	V1	T2	V2	T3	V3
11:49	150	18.6	1.1	21	0.65	25.5	0.3
11:59	150	19.5	0.85	18.2	0.58	23.1	0.22
12:10	150	16	0.65	21.6	0.25	25.3	0.31
12:35	150	21.6	0.89	21.2	0.72	23.1	0.29
13:40	300	19.7	2.51	20.6	1.65	23.4	0.5
13:53	300	20.7	2.22	20.7	1.67	24.9	0.55
14:07	300	20.2	2.31	21	1.62	24.6	0.62
14:20	300	20.3	2.65	20.6	1.89	25.9	0.58
15:01	450	20.7	3.4	21.5	2.6	22.6	0.75
15:05	450	20.3	3.95	21.4	2.94	24.1	0.9
15:13	450	21	3.96	21.6	2.68	24.2	0.96
15:21	450	20.7	3.39	21.8	3.17	24.8	0.81
15:43	600	21.5	6.25	21.7	5.6	23.2	2.64
15:48	600	21.5	5.45	21.6	5.05	23.8	2.35
15:55	600	21.4	5.65	21.6	5.3	23.4	2.05
16:03	600	21.3	6.25	21.8	4.96	23.6	2.29
16:09	600	21.2	5.65	21.7	4.56	23.9	2.15

Tabla 6.2. Valores de velocidad de viento y temperatura de viento.

Hora	Rpm Motor	Tensión (V)					Corriente (A)				
		E1	E2	E3	E4	E5	I1	I2	I3	I4	I5
11:49	150	214.2	214.2	202.9	202.9	210	3.75	3.75	3.75	3.75	3.5
11:59	150	205	205	214.6	214.6	214.6	3.5	3.5	3.6	3.6	3.3
12:10	150	200	200	219	219	219	3.4	3.4	3.5	3.5	3.3
12:35	150	201.4	201.4	215.5	215.5	215.5	3.4	3.4	3.45	3.45	3.3
13:40	300	201.3	201.3	217.1	217.1	217.1	3.5	3.5	3.6	3.6	3.6
13:53	300	200.8	200.8	216	216	216	3.6	3.6	3.6	3.6	3.5
14:07	300	199.2	199.2	216.4	216.4	216.4	3.6	3.6	3.45	3.45	3.5
14:20	300	193.5	193.5	217.1	217.1	217.1	3.5	3.5	3.65	3.65	3.6
15:01	450	204	204	217.2	217.2	217.2	3.6	3.6	3.6	3.6	3.5
15:05	450	201.9	201.9	217	217	217	3.6	3.6	3.6	3.6	3.6

Tabla 6.3. Tensión y corriente en cada resistencia.

Hora	Rpm Motor	Tensión (V)					Corriente (A)				
		E1	E2	E3	E4	E5	I1	I2	I3	I4	I5
15:13	450	201.3	201.3	217.7	217.7	217.7	3.55	3.55	3.65	3.65	3.5
15:21	450	200.2	200.2	216.5	216.5	216.5	3.5	3.5	3.6	3.6	3.6
15:43	600	202.9	202.9	218.3	218.3	218.3	3.55	3.55	3.65	3.65	3.5
15:48	600	200	200	217.7	217.7	217.7	3.5	3.5	3.65	3.65	3.6
15:55	600	201.9	201.9	218.5	218.5	218.5	3.6	3.6	3.65	3.65	3.6
16:03	600	203.2	203.2	218	218	218	3.55	3.55	3.6	3.6	3.6
16:09	600	202.7	202.7	219	219	219	3.55	3.55	3.65	3.65	3.6

Tabla 6.3. (Continuación). Tensión y corriente en cada resistencia.

#### 6.4.5. Transmitancia espectral del vidrio templado de 4 mm

Superado los ensayos térmicos, se realizó la medición de la transmitancia espectral de una muestra de vidrio templado, haciendo variar la posición angular con respecto a una fuente de luz. Para ello se empleó un goniómetro de plataforma horizontal de precisión sobre la cual se apoya el vidrio templado de manera vertical. El haz de luz que atraviesa el vidrio en distintas posiciones angulares es generado por una fuente de luz de 6 V – 10 W marca LI1800-12, capaz de emitir en el rango 400 nm-1100 nm. Para el registro de la energía incidente se utilizó un espectroradiómetro LI-1800. La información es captada por un receptor y enviada a través de fibra óptica hasta el espectroradiómetro. El software que permite el manejo del instrumento LI-1800 utiliza la interfaz MS-DOS de Windows y se requiere una PC con puerto paralelo.

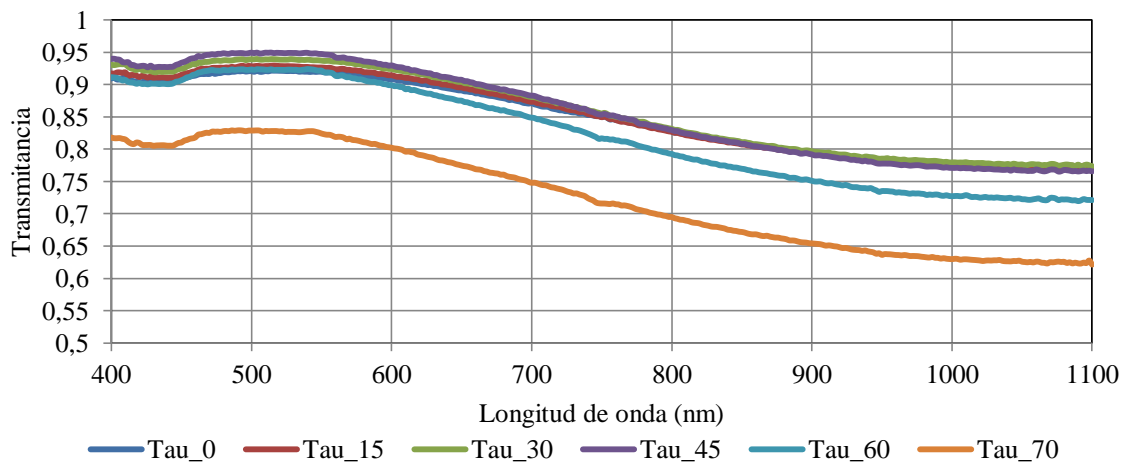


Figura 6.20. Transmitancia espectral para diferentes ángulos de incidencia.

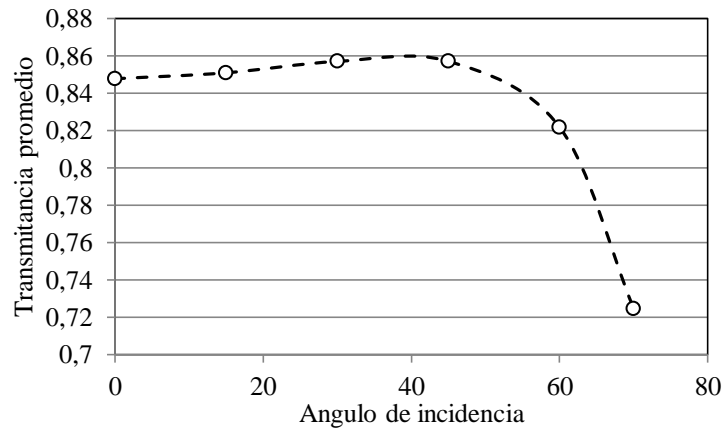


Figura 6.21. Transmitancia promedio según ángulo de incidencia.

Se registró la energía incidente sobre el receptor sin atravesar el vidrio y de manera frontal (ángulo de incidencia  $0^\circ$ ) como referencia, luego se colocó el vidrio templado de manera que los haces de luz lo atravesaran para llegar al receptor. Se repitió la medición en ésta posición y para  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  y  $75^\circ$ . Los valores de transmitancia espectral para cada posición se muestran en la figura 6.20. La transmitancia promedio puede considerarse igual a 0.85, según se muestra en la figura 6.21, hasta valores aproximadamente de  $50^\circ$  del ángulo de incidencia.

### 6.5. Conclusiones del capítulo

Los ensayos térmicos de los componentes del sistema Fresnel lineal de San Carlos, que no pertenecen al bloque de potencia, se describieron en este capítulo. En lo que respecta al condensador de vapor, la determinación de la energía térmica puesta en juego y que se transmite al aire de inyección se determinó de manera experimental para diferentes saltos de temperatura desde las condiciones de ambiente hasta las condiciones en las que el aire ingresa al secadero. Se obtuvo de manera experimental una ecuación de regresión exponencial que permitirá saber cuánta energía térmica se le debe suministrar al aire en función del salto térmico requerido. Este último parámetro dependerá principalmente del producto que se desea secar como así la caída de temperatura que se produce en el ducto de conexión entre la turbina de viento y la cámara de secado. También se determina la curva de eficiencia térmica global del condensador, la cual resulta importante para los cálculos disponibilidad energética que se estudiará en el capítulo 7.

De manera adicional se agregó a ésta tesis los ensayos térmicos de los vidrios que podrían emplearse para el cerramiento de la cavidad absorbedora. Tales ensayos fueron de índole destructiva, demostrando que el vidrio templado de 4 mm soporta las condiciones térmicas en atmosfera de viento calmo como así de viento variable. Queda pendiente para trabajo a futuro repetir los ensayos bajo las mismas condiciones para poder determinar el coeficiente global de pérdida del cabezal absorbedor con cubierta de vidrio, con el objeto de poder determinar de manera fehaciente el rendimiento de todo el sistema que, por ahora, se siguió empleando el modelo y ecuación de pérdida

desarrollado por Flores Larsen en el 2012 y cuyo procedimiento se encuentra detallado en la tesis del Dr. Altamirano (2014).

Con respecto a la transmitancia espectral, los resultados de las mediciones coinciden con los valores característicos para vidrios. Un valor de transmitancia promedio de 0.85 podría considerarse aceptable poniendo en balanza la energía térmica que *no* se pierde por convección interna en la cavidad (manifestada por el leve descenso de las temperaturas en los mismos) y la energía solar que no llega a los caños del absorbedor y que es *filtrada* por los vidrios.

## 6.6. Referencias

- Altamirano M. (2014). Estudio de absorbedores para la generación de energía eléctrica mediante un reflector lineal tipo Fresnel. Tesis Doctoral. Facultad de Ciencias Exactas, Universidad Nacional de Salta, Argentina.
- Altamirano M., Flores Larsen S., Hernández A., Saravia L. (2009) Simulación térmica de un absorbedor lineal mediante SIMUSOL. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente; 13:03.25 – 30.
- Altamirano M., Gea M., Placco C., Saravia L., Alía D. (2010). Simulación térmica de un concentrador lineal tipo Fresnel, dos opciones de funcionamiento. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente; 14:03.139 – 46.
- Bergman T. L., Lavine A. S., Incropera F. P., Dewitt D. P., Fundamentals of heat and mass transfer. Seventh Edition. (2011). John Wiley & Sons. USA.
- Blecich P. Experimental investigation of the effects of airflow non-uniformity on performance of a fin-and-tube heat exchanger. International Journal of Refrigeration 59 (2015) 65 – 74.
- Condorí M., Durán G., Vargas D., Echazú R. (2009). Secador solar híbrido. Primeros ensayos. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 13.pps. 02.35 – 02.42. ISSN 0329-5184.
- Dellicompagni P., Hongn M., Saravia L., Altamirano M., Placco C., Gea M., Hoyos D., Bárcena H., Suligoy H., Fernández C., Caso R. (2016). Concentrador solar térmico Fresnel lineal de San Carlos, Salta. Primeros ensayos de operación y funcionamiento (172 m<sup>2</sup>). Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente Vol. 20, pp 03.01-03.12. ISSN 2314 – 1433.
- Fernández-Seara J., Diz R., Uhía F. J., Dopazo A., Ferro J. M. Experimental analysis of an air-to-air heat recovery unit for balanced ventilation systems in residential buildings. Energy Conversion and Management 52 (2011) 635 – 640.
- Flores Larsen S., Altamirano M., Hernández A., (2012). Heat loss of a trapezoidal cavity absorber for a linear Fresnel reflecting solar concentrator. Renewable Energy 39, 198 – 206.

- Gea M., (2014). Reflector Lineal Tipo Fresnel para la Generación Directa de Vapor de Agua. Tesis Doctoral. Facultad de Ciencias Exactas, Universidad Nacional de Salta, Argentina.
- Gea M., Saravia L., Altamirano M., Placco C., Bárcena H., Hongn M. Aspectos ópticos geométricos de un concentrador solar Fresnel lineal para aplicaciones térmicas. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 2010; 14:03.215 – 22.
- Hongn M. (2017). Estudio y evaluación de parámetros de funcionamiento para la tecnología Fresnel lineal de concentración. Tesis Doctoral. Facultad de Ciencias Exactas, Universidad Nacional de Salta, Argentina.
- Hongn M., Flores Larsen S., Dellicompagni P., M. Altamirano. (2016). Análisis hidrotérmico del fluido de trabajo de un concentrador Fresnel lineal para diferentes condiciones de funcionamiento. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 20, pp 08.139 – 08.151. ISSN 2314-1433.
- Moya W. D. y Obando Rosero F. R. Diseño y construcción de un intercambiador de placas. Proyecto de grado. Escuela Politécnica Nacional. Escuela de Ingeniería. Quito. Ecuador. 2006.
- Salazar G., Cadena C. (2009). Algoritmo para el cálculo de ángulos de radiación solar directa, incidente y reflejada, en un sistema de concentradores Fresnel simplificado. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*;13:03.139 – 46.
- Saravia L., Gea M., Hongn M., Hoyos D., Barcena H., Placco C., Cadena C., Flores Larsen S., Dellicompagni P., Condorí M., Martínez C., Fernández C., Caso R., Altamirano M., Suligoy H. (2014). Descripción de un generador solar térmico de tipo Fresnel instalado en San Carlos, salta. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* Vol. 18, pp.03.17-03.26, 2014. Impreso en la Argentina ISSN 2314-1433.

# **CAPÍTULO 7**

## **DISPONIBILIDAD ENERGÉTICA PARA PROCESOS**

## 7.1. Introducción

El aprovechamiento energético de un sistema termodinámico depende fuertemente de la eficiencia de sus partes. Generalmente, se tiende a optimizar los componentes de una determinada instalación termo-energética de modo que el aprovechamiento energético se realice en condiciones óptimas. También es posible optimizar el rendimiento térmico del sistema, tal como una planta solar, mediante la calibración de las temperaturas y presiones de trabajo (Lin et al., 2013). Otro parámetro de fundamental importancia para el diseño de una planta de concentración solar es la irradiancia de diseño, la cual no es más que la irradiancia directa normal (DNI, por sus siglas en inglés) a la cual la planta produce energía eléctrica a potencia nominal. Dado la variación estacional de la irradiancia solar, la determinación de este parámetro resulta extremadamente importante; valores bajos de irradiancia de diseño resulta en un excesivo desaprovechamiento de la energía solar disponible y valores altos de este parámetro conllevan a la producción y despacho energético con factores de capacidad bajos (Desai et al., 2014). La energía solar que es plausible de ser transformada en energía térmica -o útil- se ve afectada por parámetros termodinámicos, mecánicos o estratégicos. Éstos últimos surgen de las estrategias de aprovechamiento de la energía térmica disponible en el fluido calo-portador.

En este capítulo se analiza el potencial termo-energético del sistema Fresnel lineal de San Carlos (CFL), el cual fue descrito en los capítulos anteriores. En lo que al tipo de tecnología se refiere, no existe otro prototipo similar en la Argentina, inclusive en Sudamérica. Es interesante remarcar que este prototipo se construyó con materiales nacionales en su totalidad, y de fácil obtención en el mercado local. Esto representa una fuerte ventaja que prevalece en ésta tecnología por sobre las demás y que es un componente que, muchas veces, suele gravitar con relativo peso a la hora de decidir por una u otra tecnología de concentración solar.

Para el análisis de la energía disponible en el vapor a lo largo de la instalación *aguas abajo* del absorbedor se propone el siguiente orden de cálculo: en primer lugar se determinará la ganancia solar que llega a la superficie exterior de los caños del absorbedor y la ganancia térmica en el fluido caloportador. Si bien este aspecto térmico fue abordado en detalle por Hongn (2017), para la determinación del estado energético del vapor en su paso por la línea principal hacia y a través de los consumos (motor a vapor, secadero, desalinizador, etc.) se aborda el cálculo desde el principio. En segundo lugar, una vez determinada la energía térmica disponible en el vapor a la salida del absorbedor, se plantean cuatro escenarios de aprovechamiento del fluido térmico en el orden descrito a continuación.

- Inyección directa del vapor en condensador.
- Generación eléctrica y posterior inyección en condensador.
- Desalinización de agua y posterior inyección en condensador.
- Generación eléctrica, desalinización de agua y posterior inyección en condensador.

Cada etapa de cálculo se realiza desde una perspectiva teórico-experimental sobre la base de simulaciones numéricas y mediciones realizadas *in situ* (Hongn, 2017; Hongn et al., 2015; Dellicompagni et al., 2015 – 2016 – 2018). Vale decir, que el flujo de energía térmica y las pérdidas hacia el exterior son analizados desde la ganancia solar hasta el ingreso del vapor en el condensador. Como resultado de este estudio se determina la cantidad de energía térmica disponible en el vapor para distintos procesos, como ser generación de potencia eléctrica, desalinización de agua dura y secado de frutihortícolas.

## 7.2. Ciclo termodinámico

El sistema Fresnel bajo estudio opera bajo el ciclo Rankine convencional, en la que la evaporación del agua se realiza en los caños del absorbedor con eventual sobrecalentamiento del vapor, dependiendo de la energía térmica absorbida por este y la temperatura a la presión de trabajo. Dado que la instalación de caños dentro del absorbedor no posee *loops* de recirculación para generar vapor sobrecalentado, resulta una práctica común generar vapor de media presión pero en condiciones de saturación. Es importante aclarar que este equipo no posee un tanque de acumulación con el objeto de mantener la presión de la red de vapor en niveles estables. No obstante, y para el registro de parámetros en los distintos bloques del equipo, la presurización se llevó a cabo mediante la regulación del caudal por accionamiento de las válvulas de control que la instalación posee. Con respecto al fluido calo-portador, este sistema emplea agua desmineralizada, almacenada en un tanque principal. El agua es la sustancia empleada por excelencia por la mayoría de las plantas de concentración solar (Desai et al., 2014).

La figura 7.1 muestra la configuración actual del equipo CFL de San Carlos. Consta de una bomba de desplazamiento (a) encargada de inyectar y presurizar el agua de alimentación proveniente del tanque de almacenamiento principal (o) hacia el absorbedor (d) mediante la *cañería fría* (b). Luego sobreviene la ganancia térmica y posterior evaporación dentro de los caños del absorbedor (d). El vapor de agua generado puede emplearse para almacenamiento térmico (f), generación de potencia (g), o desalinización de agua (h). Esto significa que el vapor puede ser suministrado a diversos consumidores por medio de válvulas.

De todos los procesos siempre se tiene vapor residual -a menos que sea inyectado directamente en el condensador- que se emplea para precalentar el aire tomado de la atmósfera y es inyectado en el interior de la cámara de un secadero de pimentón por medio de una turbina (k). Este intercambio térmico se produce en el interior del condensador (i), el cual es del tipo vapor/aire de placas paralelas y que se estudió en el capítulo anterior. En adición, el equipo posee una cabina de control (n) para la alimentación eléctrica hacia los sistemas auxiliares en cada bloque del sistema (l) y los motores paso a paso de seguimiento solar (m, q). Este CFL se combina con otro sistema de colección pasiva (Condorí et al., 2009) para tornar al proceso de secado de frutihortícolas más versátil, o bien disponer de energía térmica en las horas de ausencia solar empleando el acumulador de hormigón. Este último bloque no se ha ensayado ni



caracterizado en profundidad hasta la actualidad, por lo que se excluye del análisis energético presentado en este capítulo, como así también la energía térmica residual contenida en el condensado de salida en el bloque de acumulación (p), que puede ser empleada para usos domésticos antes de retornar (p, j) hacia el tanque principal de almacenamiento (o).

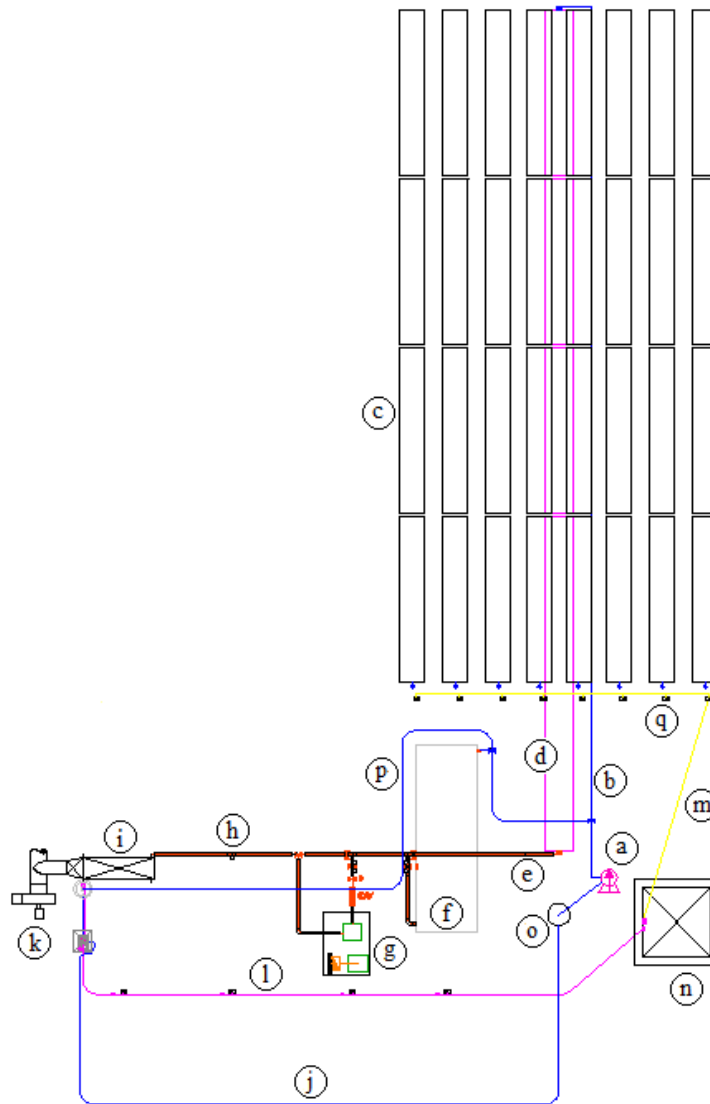


Figura 7.1. Esquema de la instalación actual del FL.

### 7.3. Potencia solar incidente y pérdidas térmicas en el absorbedor

Como se describió en el primer capítulo de ésta tesis, la ciudad de San Carlos está localizada en una región favorable para el aprovechamiento del recurso solar. Grossi Gallegos et al. (2009) estudiaron el recurso solar en la ciudad a través de la Red Solarimétrica (Grossi Gallegos y Righini, 2007; Raichijk et al., 2008) calculando la irradiación global diaria promedio, en kWh/m<sup>2</sup>. Este trabajo concluye en que la irradiación global horizontal (GHI) alcanza valores máximos de 23.4 MJ/m<sup>2</sup> en meses de verano y mínimos de 12.6 MJ/m<sup>2</sup> en invierno. Valores que son ligeramente inferiores a los medidos *in situ* y mostrados en el capítulo 1. Estos datos terrestres, cedidos por el

Dr. Germán Salazar, no incluyen mediciones de irradiancia directa normal (DNI) dado el tipo de estación meteorológica empleada. Sin embargo, las componentes directa y difusa pueden determinarse a partir de modelos de estimación tal como el modelo híbrido de Yang (Yang et al., 2001) o Liu-Jordan (Duffie and Beckman, 2005). El primero de ellos calcula los componentes de irradiancia directa y difusa considerando registros de estaciones terrestres de temperatura ambiente, humedad relativa y turbidez atmosférica. En los casos de que este último parámetro no se encuentre disponible, se puede emplear la técnica de Ångström (Ångström, 1961). El modelo de Liu-Jordan considera el valor promedio diario mensual de GHI medida en la localidad. Para el cálculo de la irradiancia horaria se toman los datos medidos en tierra y se aplica el método de Liu-Jordan. Este cálculo horario se realizó considerando los días julianos de cada mes (Duffie and Beckman, 2005) asumiendo como horario de operación del equipo CFL entre las 10 a.m. y las 5 p.m. debido a que una DNI de al menos 400 W/m<sup>2</sup> es considerada propicia para la generación de vapor. Se presenta este desglose de la irradiancia horaria para los días característicos de los meses representativos del año en la figura 7.2.

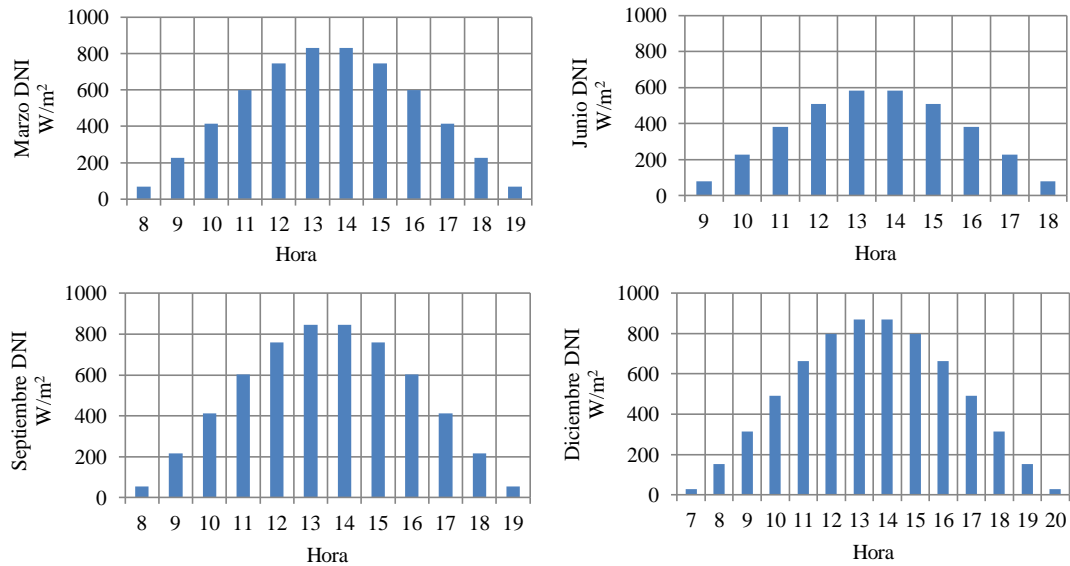


Figura 7.2. DNI horario para los días característicos en meses representativos.

Para determinar la potencia térmica incidente, en los casos sin bloqueo ni sombreado (Sharma, 2014; Sharma et al., 2015; Sharma et al., 2016) puede emplearse la ecuación 7.1 (Altamirano, 2014).

$$\dot{Q}_i = \sum_1^8 DNI_i A_i \quad 7.1$$

Sin embargo esta ecuación no cuantifica la ganancia real debido a que ciertos coeficientes deben ser tenidos en cuenta y que reducen de manera significativa la irradiancia que llega al absorbedor. La potencia térmica horaria, en W, que absorbe el CFL, se determina mediante la diferencia en la potencia solar incidente  $\dot{Q}_i$  y las pérdidas hacia el exterior  $\Delta\dot{Q}_{ia}$ , según la ecuación 7.2 (Hongn, 2017).

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_i - \Delta\dot{Q}_{ia} \quad 7.2$$

$$\dot{Q}_i = DNI F_e (\tau\alpha) \sum_{i=1}^8 A_i \rho_i \cos\theta_i f_i F_i \quad 7.3$$

$$\Delta\dot{Q}_{ia} = U_L A_{abs} (T_c - T_a) \quad 7.4$$

$$U_L = 0.357 (T_c - T_a)^{0.5184} \quad 7.5$$

La ecuación 7.5 da el coeficiente global de pérdida hacia el exterior ( $\text{W}/^\circ\text{Cm}^2$ ) y tal expresión se determinó mediante los ensayos experimentales realizados por Flores Larsen et al. (2012),  $T_c$  es la temperatura promedio de las superficies de los caños y  $T_a$  es la temperatura ambiente. El valor de  $U_L$  para el equipo CFL ronda en el rango de 3 – 6  $\text{W}/^\circ\text{Cm}^2$  dependiendo de la potencia solar que incide en los caños, encontrándose en concordancia con los resultados de diversos investigadores (Singh et al., 2010a – 2010b; Khan, 1999 y Negi et al., 1989), quienes determinaron que las pérdidas hacia el exterior son predominantemente irradiativas y que incrementan significativamente con la temperatura de los caños del absorbedor. La geometría y materiales reportados por Flores Larsen (2012) son similares a los reportados por Singh et al (2010a, 2010b). Otros estudios de absorbedores con tubos no evacuados reportan valores del coeficiente global de pérdidas de 2  $\text{W}/^\circ\text{Cm}^2$  (Häberle et al., 2002), 1.25  $\text{W}/^\circ\text{Cm}^2$  (Feuermann et al., 1991) y 1.0  $\text{W}/^\circ\text{Cm}^2$  (Facão et al., 2011). Existen diferencias significativas entre los absorbedores estudiados, como ser el número de caños en el absorbedor, la emitancia infrarroja debido a pinturas selectivas, el uso de cavidades parabólicas, etc., produciendo diferentes coeficientes globales de pérdidas para cada situación.

La ecuación 7.3 da como resultado la irradiancia que incide sobre los caños del absorbedor, en la que el coeficiente  $f_i$  representa la fracción iluminada del absorbedor para los haces reflejados por cada fila de espejo. Este parámetro fue estudiado por Hongn (2017) para el presente equipo, adaptando el estudio realizado por Heimsath et al. (2014) y su valor instantáneo está comprendido entre 0 y 1 con una variación diaria y horaria. Para el presente cálculo se tomaron los valores correspondientes para los días característicos de todos los meses, mostrándose en la figura 7.3 para Enero y Junio.

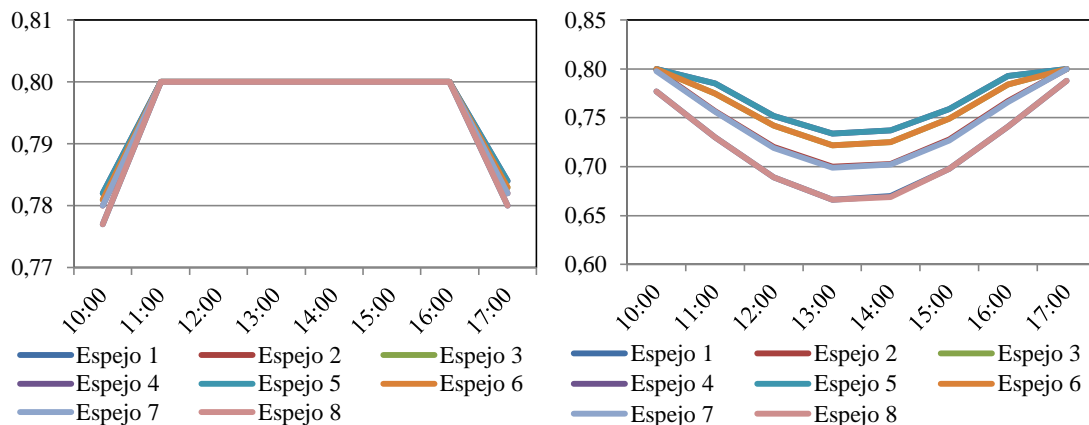


Figura 7.3. Variación horaria de la fracción iluminada  $f_i$  para Enero (izq.) y Junio (der.).

Puede observarse una acentuada disminución de  $f_i$  en los meses de invierno y esto lleva a una disminución notable de la energía colectada en el absorbedor, como se verá en las próximas secciones. El problema radica en dos cuestiones fundamentales; la primera de

ellas es la declinación estacional en invierno, en la que los haces solares inciden sobre el campo de espejos con una altura solar baja, por lo que la reflexión de los mismos se extiende hacia el Sur, produciendo una longitud no iluminada de hasta 10 m en el mediodía solar ( $f_i=0.67$ ). La segunda razón, que está muy relacionada con la primera, es la corta longitud del absorbedor. En la mayoría de las plantas solares CFL, este efecto de *pérdida* en la ganancia solar suele despreciarse debido a la longitud de los absorbedores que son del orden de los cientos de metros.

En adición, el efecto coseno ( $\cos\theta_i$ ) (Morin et al., 2012), el factor de limpieza  $F_e$ , la reflectividad de los espejos  $\rho_i$ , el factor de intercepción del absorbedor  $F_i$ , la transmitancia de la cobertura de la cavidad  $\tau$  y la absorptividad  $\alpha$  de la superficies de los caños del absorbedor, contribuyen a la disminución en la ganancia solar y posterior ganancia térmica en el HTF. Los parámetros que describen la geometría solar, al igual que el coeficiente  $f_i$ , varían de manera diaria y horaria (Duffie and Beckman, 2005).

Son diversos los autores (Carvalho et al., 2007; Mertins, 2008; Wagner and Zhu, 2012; Baniasad Askari y Ameri, 2018) que determinan la energía solar captada por absorbedores CFL tomando en cuenta otros coeficientes, como ser los índices modificadores del ángulo de incidencia transversales y longitudinales ( $IAM_{(\theta_t)}$  y  $IAM_{(\theta_l)}$ ). Los índices  $IAM$  consideran el efecto coseno, efecto de bloqueo y sombreado entre los espejos del campo solar, en la cavidad reflectora del absorbedor y el sombreado debido a la estructura del sistema CFL, la variación de las propiedades ópticas con el ángulo de incidencia y el factor de intercepción, por lo tanto varían conforme varía el ángulo de incidencia solar (Giostri et al., 2013), como se ve en la figura 7.4.

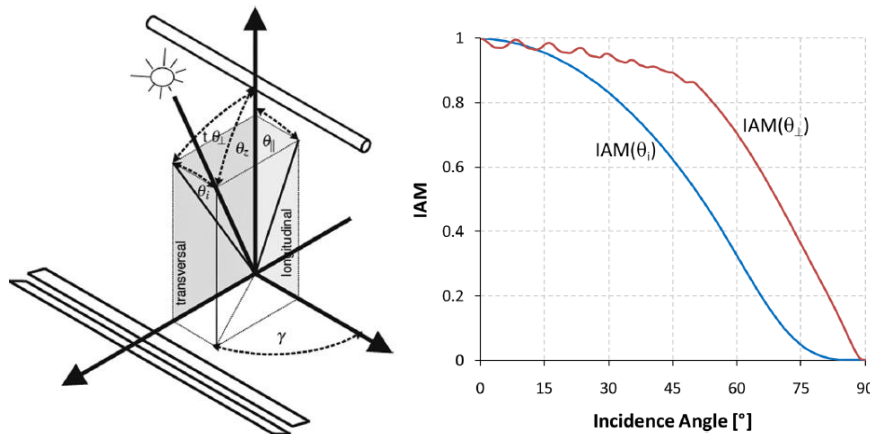


Figura 7.4. Proyección del haz solar sobre los planos longitudinal y transversal (izq.). Coeficientes  $IAM$  típicos para una instalación CFL en función del ángulo de incidencia (der.).

Para absorbedores de corta longitud, Heimsath et al. (2014) propuso el uso del factor de corrección  $f_i$  aplicado al cálculo de eficiencia del colector:

$$\frac{\dot{Q}_a}{A_{net}DNI} = \eta_{op,0} IAM_{(\theta_t)} IAM_{(\theta_l)} f_i \quad 7.6$$

Donde  $\dot{Q}_a$  es la tasa de energía solar absorbida por el receptor (W),  $A_{net}$  es el área neta de los espejos reflectores ( $m^2$ ), DNI es la irradiancia directa normal ( $W/m^2$ ) y  $\eta_{opt,0}$  es la eficiencia óptica a incidencia normal.

En general el coeficiente IAM se define según la ecuación 7.7. (Singh, 2017; Ryan, 1997).

$$IAM = \frac{\alpha \tau \rho_r \rho_{sr}}{(\alpha \tau \rho_r \rho_{sr})_n} \quad 7.7$$

Donde  $\alpha \tau \rho_r \rho_{sr}$  y  $(\alpha \tau \rho_r \rho_{sr})_n$  son el producto de la absorptividad de los caños, la transmitancia de la cobertura de la cavidad, reflectividad de los espejos del campo solar y la reflectividad de las paredes de la cavidad, para un determinado ángulo de incidencia y para incidencia normal, respectivamente. Tanto el numerador como el denominador de la ecuación 7.7 se definen como la relación entre el número de fotones que efectivamente inciden en los caños del absorbedor y el número de fotones que llegan a la apertura de la cavidad (ecuación 7.8).

$$\alpha \tau \rho_r \rho_{sr} = \frac{\sum n_{absorbedor}}{\sum n_{apertura}} \quad 7.8$$

La determinación de los coeficientes  $IAM_{(\theta_i)}$  y  $IAM_{(\theta_l)}$  se realiza mediante software especializado en trazado de rayos, pudiéndose mencionar los siguientes: Tonatiuh (Tonatiuh, 2013), FirstOPTIC (Zhu, 2013) y SolTrace. Siendo este último desarrollado por el Laboratorio Nacional de Energía Renovable (Wendelin y Dobos – NREL, 2013) y de mayor difusión. Por lo tanto, las curvas  $IAM$  son propias y características de cada equipo en particular por lo que los resultados del trazado de rayos dependen exclusivamente del diseño geométrico de los sistemas CFL.

#### 7.4. Estado térmico del vapor en cañería de distribución

En esta sección se plantea la formulación físico-matemática basada en los balances de masa y energía, y se acoplaron las ecuaciones que describen la interacción entre el HTF y la pared interior de los tubos, en cuanto a pérdidas de calor. Para el presente calculo, se considera una presión de 6 bar, en la línea principal de vapor. Las propiedades termodinámicas del fluido se corresponden a las formulaciones de la IAPWS-IF97, publicada por la Asociación Internacional para las Propiedades del Agua y el Vapor (Wagner y Kruse, 1998). El modelo desarrollado se basó en las siguientes consideraciones.

- Estado estacionario.
- Propiedades térmicas de los materiales independientes de la temperatura.
- Materiales de composición homogénea.
- Transferencia de calor unidimensional (dirección radial).

Se considera como línea de vapor a la instalación que nace inmediatamente después de la salida del absorbedor. El primer tramo (caño de descenso) es de acero al carbono sin costura (Schedule #40) de 1" de diámetro nominal aislado con una capa concéntrica de

1" de manta cerámica. Este tramo aislado no posee cobertura exterior. Luego de la bajada, la instalación cambia de dirección pasando a ser horizontal y a partir de allí el caño empleado es de acero galvanizado en caliente de  $\frac{3}{4}$ " de diámetro nominal aislado en fibra de vidrio de manera concéntrica con un espesor de 1" y cobertura exterior en PVC® (figura 7.5). La cañería horizontal es la que distribuye el vapor a través de válvulas del tipo esféricas hacia los diferentes procesos o consumos. La medición de la temperatura del vapor generado se realiza en el cambio de dirección en la bajada. Allí se montó un sensor de temperatura Fluke® el cual registra la temperatura después de que el vapor pasó por el accesorio de cambio de dirección, a unos 50 cm, y que es considerada como el punto de partida del cálculo en el estado térmico del vapor.



Figura 7.5. Caño de bajada, desvío y línea principal de vapor.

La determinación del estado energético del vapor en los puntos de interés correspondientes para su aprovechamiento consiste en determinar las pérdidas térmicas hacia el exterior a través de los materiales de la instalación, lo que produce el descenso de la temperatura y en consecuencia la fracción de vapor o título. Para ello se emplean las ecuaciones características de transferencia térmica en un modelo sencillo y lineal. Se plantea la discretización de los volúmenes de control empleados para el cálculo considerando los tramos completos en cada instalación (figura 7.6), demarcados por las válvulas en cada punto de consumo.

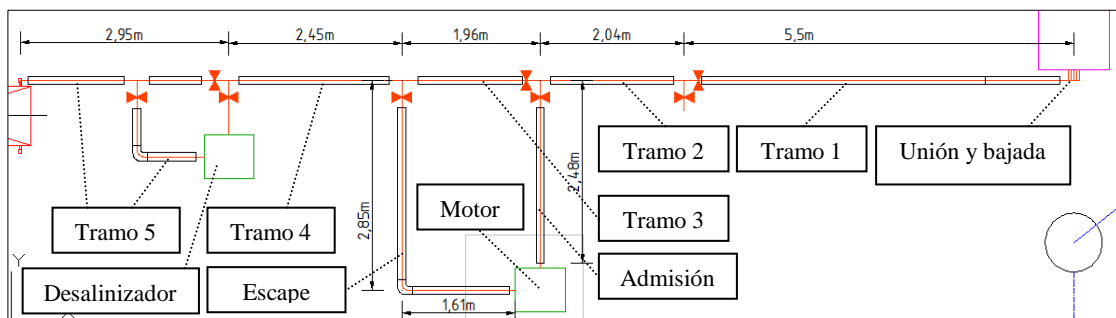


Figura 7.6. Línea principal de vapor. Identificación de tramos.

#### 7.4.1. Pérdidas de calor desde caños al ambiente

La instalación de vapor posee tramos aislados y secciones no aisladas. Para las primeras, el mecanismo de transferencia de calor es por convección desde el vapor hacia las paredes internas de los caños, luego conducción a través de éstas, seguida de la aislación y finalmente convección en el aire exterior. No se considera la radiación desde

la cubierta de PVC® hacia el ambiente. Para las secciones no aisladas se tiene nuevamente convección interna, conducción en las paredes de las cañerías y finalmente convección y radiación hacia el exterior (Figuras 7.7a-b).

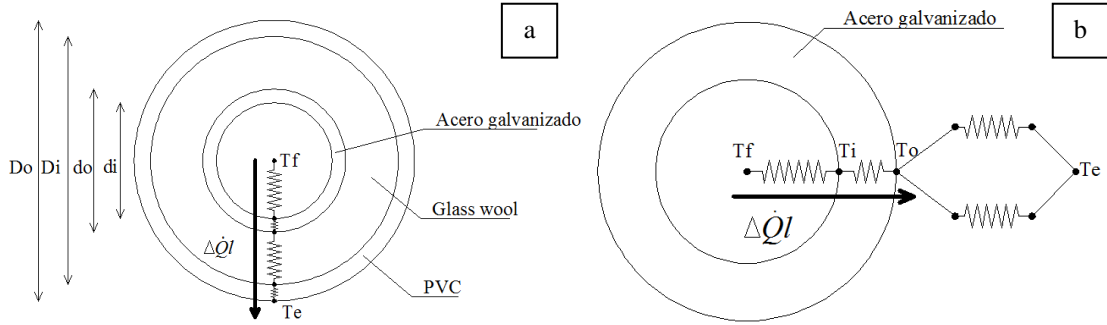


Figura 7.7. Modelos de pérdida térmica hacia el exterior. a) Tramos aislados. b) Secciones sin aislación térmica.

Donde  $T_f$  es la temperatura del vapor,  $T_e$  la temperatura ambiente,  $T_i$  la temperatura de la pared interna del caño;  $D_o$ ,  $D_i$ ,  $d_o$  y  $d_i$  son los diámetros exterior e interior de la cubierta de PVC® y del caño galvanizado respectivamente.  $T_o$  es la temperatura de la superficie exterior de los caños sin aislante y  $\Delta\dot{Q}_l$  es la pérdida térmica hacia el exterior, dada por las ecuaciones 7.9 y 7.10, para caños aislados y sin aislación, respectivamente.

$$\Delta\dot{Q}_l = \frac{2\pi L (T_f - T_e)}{\left[ \frac{4}{d_i h_{conv}} + \frac{1}{k_w \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)} + \frac{1}{k_{ais} \ln\left(\frac{D_i}{d_o}\right)} + \frac{1}{k_{PVC} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)} \right]} \quad 7.9$$

$$\Delta\dot{Q}_l = \frac{2\pi L (T_f - T_e)}{\left[ \frac{4}{d_i h_{conv}} + \frac{1}{k_w \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)} + \frac{1}{d_o (h_a + h_r)} \right]} \quad 7.10$$

Siendo  $k_w$ ,  $k_{ais}$  y  $k_{PVC}$  las conductividades térmicas de los materiales que componen la instalación de vapor (Incropera y De Witt, 1996).  $L$  representa la longitud del tramo considerado.  $h_w$ ,  $h_{conv}$  y  $h_r$  son los coeficientes convectivos entre el ambiente y la superficie exterior de las secciones no aisladas, del vapor dentro de la cañería y la *convectividad radiativa* empleada para linealizar las ecuaciones de transferencia térmica por radiación (Duffie and Beckman, 2005). El valor de  $h_{conv}$  merece especial tratamiento y será abordado en las siguientes secciones. El valor de  $h_r$  se rige según la ecuación 7.11.

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_o^2 + T_e^2)(T_o + T_e) \quad 7.11$$

#### 7.4.2. Decremento de la temperatura y la fracción de vapor en la línea de vapor

Tanto la temperatura como la fracción de vapor disminuyen conforme el vapor circula por la instalación y va cediendo calor a través de la pared interna del caño. Para el análisis de ambos parámetros, se propone el siguiente planteo. Se considera un volumen de control como el que se muestra en la figura 7.8, por el cual el vapor atraviesa.



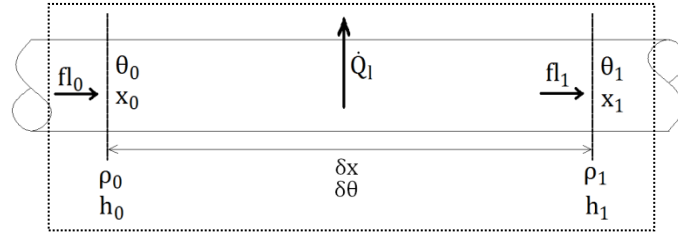


Figura 7.8. Volumen de control para el cálculo de temperatura y fracción de vapor.

Donde  $fl$ ,  $x$ ,  $h$ ,  $\rho$  y  $\theta$  son el caudal másico de vapor en kg/s, el título, la entalpia de mezcla en J/kg, la densidad total en kg/m<sup>3</sup> y la temperatura en °C, respectivamente. Se tiene que el caudal másico debe ser el mismo tanto en la sección 0 como 1, mediante la condición de continuidad o balance de masa (Mc Adams, 1954). Se parte de la ecuación 7.12.

$$f_{l0} = f_{l1} \rightarrow v_0 A_0 \rho_0 = v_1 A_1 \rho_1 \quad 7.12$$

Dado que el área transversal interior  $A$  del caño es uniforme y, suponiendo que la velocidad media del vapor  $v$  no varía de manera significativa en su paso por el volumen de control, se tiene que la densidad total de la mezcla vapor/agua permanece constante ( $\rho_0 = \rho_1$ ), para un estado estacionario. Entonces es posible plantear la densidad en la sección inicial en función de la variación incremental de temperatura  $\delta\theta$  y del título  $\delta x$ , según la ecuación 7.13.

$$\rho_0(\theta_0, x_0) = \rho_1(\theta_1, x_1) = \rho_l(\theta_0 + \delta\theta) + (\rho_g(\theta_0 + \delta\theta) - \rho_l(\theta_0 + \delta\theta))(x_0 + \delta x) \quad 7.13$$

Las densidades  $\rho_l$  y  $\rho_g$  corresponden a las fases líquida y vapor del HTF. Desarrollando ambas densidades en diferenciales totales, se tiene la ecuación 7.14.

$$\rho_0(\theta_0, x_0) = \left( \rho_l(\theta_0) + \left. \frac{\partial \rho_l}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} \delta\theta \right) + \left( \rho_g(\theta_0) + \left. \frac{\partial \rho_g}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} \delta\theta - \rho_l(\theta_0) - \left. \frac{\partial \rho_l}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} \delta\theta \right) (x_0 + \delta x) \quad 7.14$$

Desestimando los términos que contienen el doble diferencial  $\delta\theta \delta x$  y factorizando los términos que contienen un solo diferencial  $\delta\theta$  y  $\delta x$ , se llega a la ecuación 7.15, continuando con la igualdad de la ecuación 7.14.

$$= [\rho_l(\theta_0) + (\rho_g(\theta_0) - \rho_l(\theta_0))x_0] + \left[ \left. \frac{\partial \rho_l}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} + \left( \left. \frac{\partial \rho_g}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} - \left. \frac{\partial \rho_l}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} \right) x_0 \right] \delta\theta + (\rho_g(\theta_0) - \rho_l(\theta_0))\delta x \quad 7.15$$

Para simplificar el tratamiento de las expresiones, las diferencias entre paréntesis se las denomina como sigue, con doble subíndice  $gl$ .

$$\rho_g(\theta_0) - \rho_l(\theta_0) = \rho_{gl}(\theta_0) \quad 7.16$$

$$\left. \frac{\partial \rho_g}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} - \left. \frac{\partial \rho_l}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} = \left. \frac{\partial \rho_{gl}}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} \quad 7.17$$

Además, la densidad de la mezcla vapor/agua en la sección de entrada se puede expresar también en función del título  $x_0$ :



$$\rho_{0(\theta_0, x_0)} = \rho_{l(\theta_0)} + (\rho_{g(\theta_0)} - \rho_{l(\theta_0)})x_0 = \rho_{l(\theta_0)} + \rho_{gl(\theta_0)} x_0 \quad 7.18$$

Reemplazando 7.16 y 7.17 en 7.15, y combinando con 7.18, se llega a la siguiente igualdad.

$$\overline{\rho_{l(\theta_0)}} + \underline{\rho_{gl(\theta_0)}} x_0 = \overline{\rho_{l(\theta_0)}} + \underline{\rho_{gl(\theta_0)}} x_0 + \left( \left. \frac{\partial \rho_l}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} + \left. \frac{\partial \rho_{gl}}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} x_0 \right) \delta \theta + \rho_{gl(\theta_0)} \delta x \quad 7.19$$

Los términos marcados en la ecuación 7.19 se cancelan entre sí. Esto da lugar a la siguiente igualdad.

$$\left( \left. \frac{\partial \rho_l}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} + \left. \frac{\partial \rho_{gl}}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} x_0 \right) \delta \theta + \rho_{gl(\theta_0)} \delta x = 0 \quad 7.20$$

Expresión que establece la primera relación entre la disminución del título del vapor causado por el descenso de la temperatura. Se necesita otra ecuación que involucre la pérdida de calor para encontrar el par  $(\delta \theta, \delta x)$ . Para tal fin se plantea el balance energético en las fronteras del volumen de control, considerando que la variación de entalpía del vapor se debe al calor cedido a través de las paredes del caño. Se tiene la ecuación 7.21, suponiendo estado estacionario.

$$f_{l0} (h_{0(\theta_0, x_0)} - h_{1(\theta_1, x_1)}) - \dot{Q}_l = 0 \quad 7.21$$

Mediante un tratamiento análogo a la ecuación 7.18, para las fases líquidas y vapor se tiene la siguiente expresión.

$$h_{0(\theta_0, x_0)} = h_{l(\theta_0)} + (h_{g(\theta_0)} - h_{l(\theta_0)})x_0 = h_{l(\theta_0)} + h_{gl(\theta_0)} x_0 \quad 7.22$$

La entalpía final del vapor en la sección 1 se desarrolla como sigue.

$$h_{1(\theta_1, x_1)} = h_{g(\theta_0 + \delta \theta)} + (h_{g(\theta_0 + \delta \theta)} - h_{l(\theta_0 + \delta \theta)})(x_0 + \delta x) \quad 7.23$$

$$h_{1(\theta_1, x_1)} = \left( h_{l(\theta_0)} + \left. \frac{\partial h_l}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} \delta \theta \right) + \left( h_{g(\theta_0)} + \left. \frac{\partial h_g}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} \delta \theta - h_{l(\theta_0)} - \left. \frac{\partial h_l}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} \delta \theta \right) (x_0 + \delta x) \quad 7.24$$

Nuevamente, desestimando los términos con doble diferencial total y agrupando aquellos que tienen sólo un diferencial total, se llega a la siguiente expresión, siguiendo con la igualdad de la ecuación 7.24.

$$= h_{l(\theta_0)} + (h_{g(\theta_0)} - h_{l(\theta_0)})x_0 + \left[ \left. \frac{\partial h_l}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} + \left( \left. \frac{\partial h_g}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} - \left. \frac{\partial h_l}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} \right) x_0 \right] \delta \theta + (h_{g(\theta_0)} - h_{l(\theta_0)}) \delta x = \quad 7.25$$

$$= \overline{h_{l(\theta_0)}} + \overline{h_{gl(\theta_0)}} x_0 + \left( \left. \frac{\partial h_l}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} + \left. \frac{\partial h_{gl}}{\partial \theta} \right|_{\theta_0} x_0 \right) \delta \theta + h_{gl(\theta_0)} \delta x \quad 7.26$$

Los términos marcados en la ecuación 7.26 representan a la entalpía total del vapor en la entrada del volumen de control  $h_{0(\theta_0, x_0)}$ . Combinando esta ecuación con la ecuación 7.21 se llega a:

$$\left( \frac{\partial h_l}{\partial \theta} \Big|_{\theta_0} + \frac{\partial h_{gl}}{\partial \theta} \Big|_{\theta_0} x_0 \right) \delta \theta + h_{gl}(\theta_0) \delta x = - \frac{\dot{Q}_l}{f_{l0}} \quad 7.27$$

Las ecuaciones 7.20 y 7.27 forman un sistema que permite hallar el par solución ( $\delta \theta \delta x$ ). Conocida la temperatura del vapor  $\theta_0$ , medida con el sensor Fluke® al final de la bajada y comienzo de la línea de vapor horizontal, se puede determinar la temperatura del vapor al comienzo y al final de cada tramo. En cuanto al título de vapor inicial  $x_0$ , este será considerado igual a 1 (vapor saturado seco), para el presente cálculo. Así, en cada etapa de cálculo sucesivo se cumple que:

$$\theta_1 = \theta_0 + \delta \theta, \text{ con } \delta \theta < 0 \quad 7.28$$

$$x_1 = x_0 + \delta x, \text{ con } \delta x < 0 \quad 7.29$$

El sistema de ecuaciones 7.20 y 7.27 requiere solución iterativa donde la variable de ajuste es el calor de pérdida  $\dot{Q}_l$ , dado por las ecuaciones 7.9 y 7.10 dependiendo si se trata de instalación aislada o sin aislar. Otra variable de ajuste es la temperatura exterior de los caños  $T_o$ , para los casos sin aislamiento. La implementación del desarrollo en ecuaciones planteadas es sencilla y puede realizarse en una hoja de cálculo como ser Excel o Libre Office, habilitando las opciones de cálculo iterativo. En este análisis se empleó un máximo de 100 iteraciones para un cambio máximo de  $10^{-4}$  en las variables de ajuste.

#### 7.4.3. Coeficiente de transferencia convectiva del vapor

Para la evaluación de la transferencia térmica desde el vapor, se emplea la propuesta de Shah (2013), quien presentó una correlación ampliada (en cuanto a rangos de validez) y validada contra más de 1700 puntos experimentales de diferentes fuentes y para 24 fluidos con una desviación media de 16.1%. Shah (2013) toma como precedente Shah (1979) y Shah (2009), el autor propone correlaciones generales para transferencia de calor en donde se produce condensación del tipo film (dentro de tubos).

Shah define tres regímenes de transferencia de calor: turbulento (Régimen I), mezcla (Régimen II) y laminar (Régimen III), para cada región se aplican formulas diferentes y los límites entre las mismas han sido definidos de manera exclusivamente empírica. Las ecuaciones son:

$$h_l = h_{LS} \left( 1 + \frac{3.8}{Z^{0.95}} \right) \left( \frac{\mu_l}{14\mu_g} \right)^{(0.0058+0.557 p_r)} \quad 7.30$$

$$h_{Nu} = \frac{1.32}{Re_{LS}^{1/3}} \left[ \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g) g k_l^3}{\mu_l^2} \right]^{1/3} \quad 7.31$$

El coeficiente  $h_{LS}$  de la ecuación 7.30 es el coeficiente de transferencia para la fase líquida fluyendo de manera separada dentro del caño y su valor se calcula con la ecuación 7.32.  $\rho_l$  y  $\rho_g$  son las densidades de las fases líquidas y vapor,  $\mu_l$  y  $\mu_g$  son las

viscosidades dinámicas para ambas fases,  $k_l$  es la conductividad térmica del condensado y  $g$  es la aceleración de la gravedad.

$$h_{LS} = 0.023 Re_{LS}^{0.8} P_{rl}^{0.4} \left( \frac{k_l}{D} \right) \quad 7.32$$

$$Re_{LS} = G(1 - x)D/\mu_l \quad 7.33$$

El número de Reynolds  $Re_{LS}$  solo considera la fase líquida,  $p_r$  es la presión reducida obtenida como la presión actual dentro de la cañería y la presión crítica (Cengel y Boles, 2002) y  $P_{rl}$  es el número de Prandtl, también para la fase líquida. Para aplicar las ecuaciones de transferencia es necesario conocer los límites entre los regímenes de flujo. Shah (2009) estableció el punto de separación entre el régimen turbulento y régimen de transición mediante la velocidad adimensional del vapor  $J_g$  y el parámetro de correlación para la transferencia de calor por condensación  $Z$ , definido por Shah (1979). Mientras que Shah (2013) determinó los límites entre el Régimen II y III. Se tiene entonces:

$$J_g = \frac{x G}{[g D \rho_g (\rho_g - \rho_l)]^{0.5}} \quad 7.34$$

$$Z = \left( \frac{1}{x} - 1 \right)^{0.8} P_r^{0.4} \quad 7.35$$

*Régimen I (turbulento). Para  $J_g \geq 0.98 (Z + 0.263)^{0.62}$*

$$h_{conv} = h_l \quad 7.36$$

*Régimen III (laminar). Para  $J_g \leq 0.95 (1.254 + 2.27 Z^{1.254})^{-1}$*

$$h_{conv} = h_{Nu} \quad 7.37$$

*Régimen II (intermedio)*

$$h_{conv} = h_l + h_{Nu} \quad 7.38$$

$G$  es el caudal másico y  $x$  la fracción de vapor.

## 7.5. Energía térmica disponible para procesos

La estimación de la energía térmica disponible en el vapor para su aplicación en los diferentes procesos térmicos, mencionados anteriormente, se realiza suponiendo que la DNI actúa de manera constante en el lapso de la hora en la que se realiza cada cálculo, pudiéndose determinar la energía puesta en juego, en MJ para el total de los días. La ganancia solar en el HTF la da la ecuación 7.2, a la cual debe sustraerse las pérdidas térmicas en cada tramo y secciones no aisladas por donde circula el vapor hasta llegar al punto de consumo deseado. La energía contenida en el vapor residual de cada proceso se obtiene de los respectivos balances energéticos entre la energía con la que ingresa el vapor menos la energía calórica invertida así como las pérdidas térmicas asociadas en cada proceso.

Se plantean cuatro escenarios de aprovechamiento térmico. En todos ellos, el vapor cede energía hacia los procesos y finalmente se condensa en el intercambiador vapor/aire entregando calor al aire atmosférico que es succionado por una turbina e inyectado en el interior de una cámara de secado. La ecuación 7.39 rige dicho intercambio calórico (capítulo 6, figura 6.3), en  $\text{kW}_t$ , con un coeficiente de determinación  $R^2=0.8307$ .

$$\dot{Q}_c = 1.1965 (T_{sal} - T_{amb}) + 0.9626 \quad 7.39$$

Donde la temperatura ambiente  $T_{amb}$  se obtiene de los datos climáticos y la temperatura de salida del aire del intercambiador  $T_{sal}$  depende del requerimiento del producto que se desee deshidratar. Para el presente cálculo se consideró una temperatura  $T_{sal}=55^\circ\text{C}$ .

En cuanto a la producción de energía eléctrica, las condiciones de operación y la potencia mecánica que el motor es capaz de desarrollar se estudió de manera experimental en el capítulo 5, sección 5.4.1, habiéndose definido tres ecuaciones acorde a la presión de trabajo  $p$  en bar, para un régimen nominal de 288 rpm (Dellicompagni et al., 2018).

$$N_u = \begin{cases} 31.932 n - 6794.2, & 0 < p < 3 \\ 12.009 n - 2441.5, & 3 \leq p < 6 \\ 2,0676 n - 187,62, & p \geq 6 \end{cases} \quad 7.40$$

La energía eléctrica en  $\text{kWh}_e$  posible de generar en base a la potencia mecánica desarrollada por el motor a vapor y acoplado al generador sincrónico mediante una transmisión mecánica, conformada por poleas y correas, se determina mediante la ecuación 7.41.

$$EE = 3600 (N_u \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{gr}) / (3.6 \text{ kWh/MJ}) \quad 7.41$$

La dependencia de  $EE$  con la potencia mecánica útil marca un máximo, en función del régimen de revoluciones y de la carga eléctrica conectada. Así pues el cálculo realizado considera al motor a vapor desarrollando su máxima potencia durante las horas de operación para una jornada completa. En otras palabras, sólo es posible generar energía eléctrica acorde a la ecuación 7.41 como límite impuesto por la tecnología empleada para la conversión termo-eléctrica por más que el vapor disponga de energía térmica elevada. La potencia  $N_u$  se llama *potencia de paso*, que en términos técnicos es la máxima potencia aprovechable para la generación eléctrica.

#### 7.5.1. Energía y potencia térmica del vapor

El modelo de ganancia solar aquí planteado y de pérdidas hacia el ambiente en el absorbedor permite determinar la energía térmica disponible en el vapor inmediatamente después de su paso por los caños colectores. La energía térmica acumulada en los días característicos de cada mes se muestra en la figura 7.9, en la cual puede observarse un rango de variación entre 297 MJ y 1044 MJ. También se ve reflejado el efecto de la nubosidad y presencia de lluvias en el mes de Febrero, lo que es una característica del clima en la región.

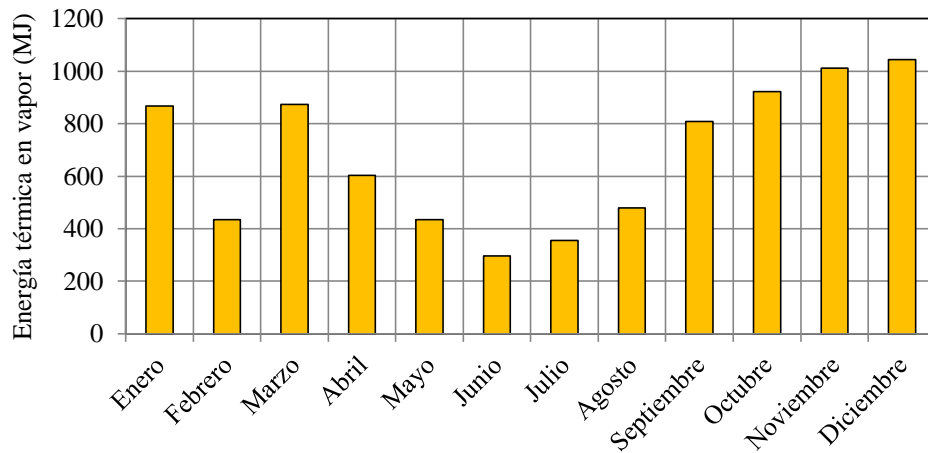


Figura 7.9. Energía térmica disponible en el vapor para procesos, acumulada en días característicos.

La potencia térmica del vapor, para cada hora, se muestra en la figura 7.10. Se observa un rango de variación de 4 kW<sub>t</sub> a 49 kW<sub>t</sub>. Valores muy bajos se manifiestan en las primeras horas de sol como en las últimas. Considerando las potencias máximas en el medio día solar, ésta se sitúa en un rango de 15 kW<sub>t</sub> y 49 kW<sub>t</sub>, en la que el valor más bajo se corresponde para el medio día solar del mes de Junio. Este rango se corresponde con el determinado por Hongn (2017) mediante su modelo desarrollado en Python, obteniendo una potencia máxima de 43.5 kW<sub>t</sub>. La diferencia numérica puede deberse a los coeficientes de limpieza adoptados ( $F_e$ , ecuación 7.3) siendo ligeramente menor en el presente calculo, habiéndose adoptado un  $F_e=0.8$ , considerando que la limpieza de los espejos reflectores se realiza cada dos días y además que San Carlos se caracteriza por encontrarse en una región ventosa, sobre todo en horarios de la tarde, a partir de las 16:00 hs, con elevada deposición de polvo sobre los espejos.

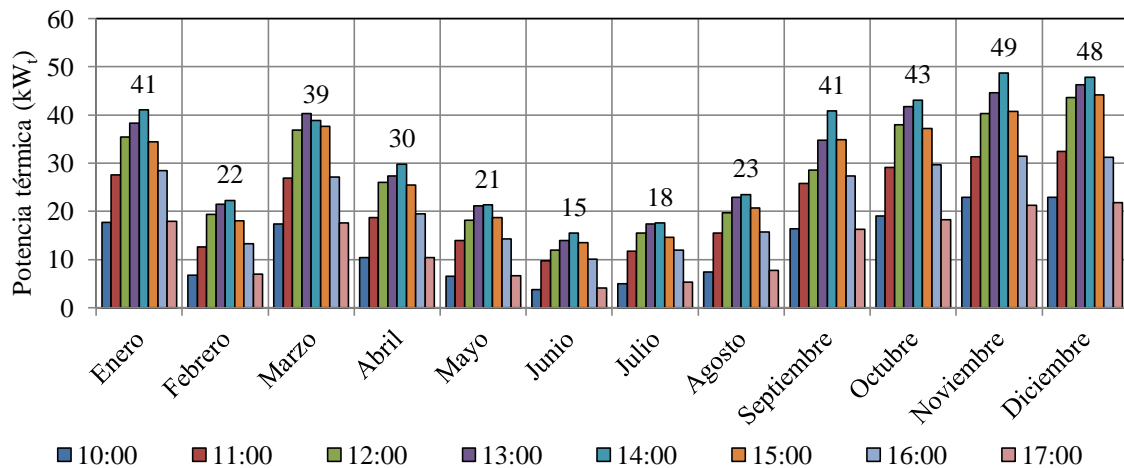


Figura 7.10. Potencia térmica horaria para los días característicos de cada mes.

### 7.5.2. Inyección directa de vapor

En este escenario, el aprovechamiento del vapor generado se realiza inyectándolo de manera directa en el condensador. Allí el vapor se expande dado que se encuentra en un sector de menor presión, alcanzando la presión atmosférica ya que el ducto de

condensado de salida y el tanque de almacenamiento del mismo se encuentran conectados a la atmosfera. Una eventual depresión podría originarse dependiendo de la velocidad de la expansión y si la misma se realiza de manera brusca, así como de la hermeticidad del condensador. Esta depresión se ve reflejada en las salidas a procesos aguas arriba en la línea de vapor, resultando en una mayor eficiencia de los equipos, como ser el motor a vapor.

En esta subsección se muestra la energía térmica disponible en el vapor en los distintos puntos de aprovechamiento pero sin hacer circular el vapor por los procesos. El intercambio energético principal tiene lugar en el condensador, produciendo el aumento de temperatura en el aire para inyección en el secadero. La energía incidente en el absorbedor y disponible en el vapor se muestran en la figura 7.11.

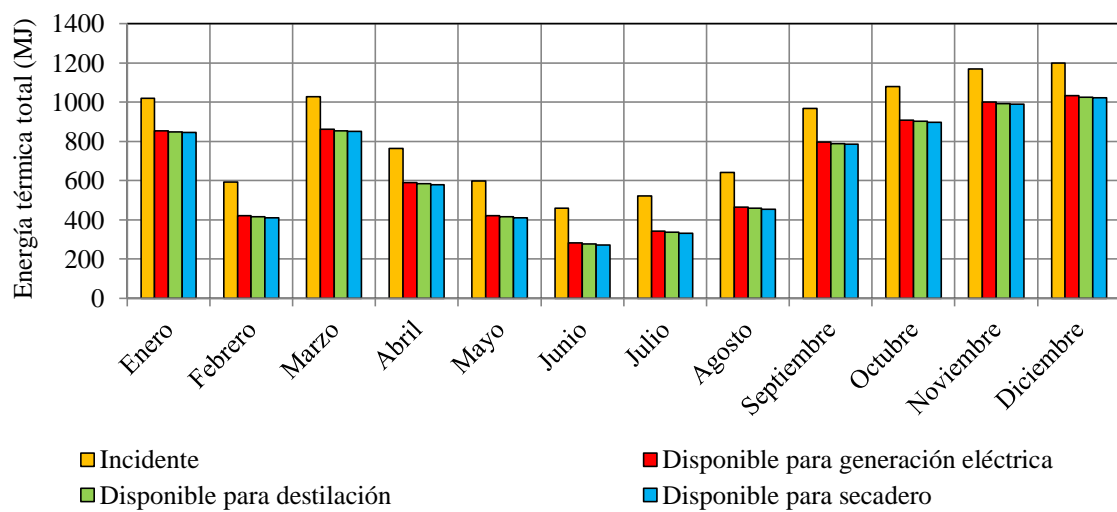


Figura 7.11. Energía térmica disponible en el vapor, para inyección directa.

Se observa que la energía disponible para cada proceso (sin hacer uso del vapor) se va degradando conforme el vapor avanza por la instalación, no obstante, tal degradación no es acentuada desde el punto de vista de la pérdida relativa entre los puntos de interés. Se denota la pérdida térmica comparada con la energía incidente y esto corresponde con el coeficiente global de pérdidas del absorbedor. El calor transferido desde el vapor en la línea principal hacia el exterior se observa en la figura 7.12 tomando como casos extremos los meses de Enero y Junio, en el medio día solar. En la misma se observa que mayores pérdidas se establecen en los meses de invierno y esto se debe a la baja temperatura ambiente, mostrándose una variación prácticamente lineal con la longitud de la línea de vapor. Las mayores tasas de pérdida térmica acumulada en relación a la longitud se manifiestan en las secciones no aisladas. Esto también se ve reflejado en la figura 7.13, en la que se muestra las pérdidas térmicas relativas en cada sección y tramo de la línea de vapor, para el mes de enero. Este patrón se repite para todos los meses.

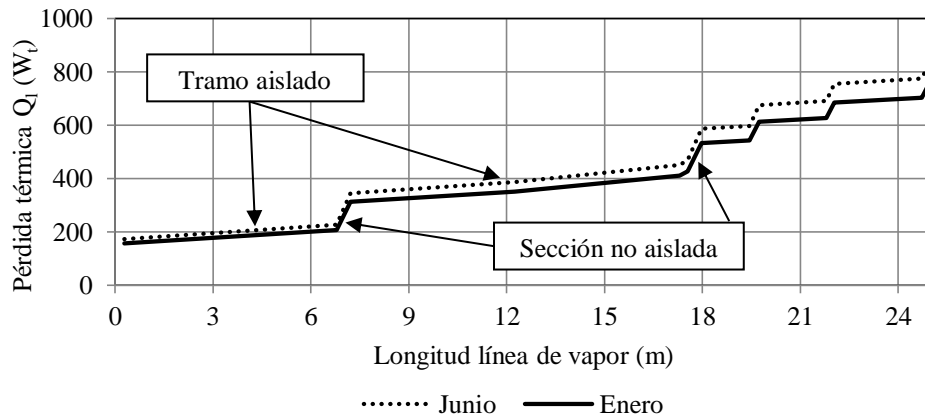


Figura 7.12. Pérdida térmica acumulada en la línea de vapor, para los meses de Enero y Junio.

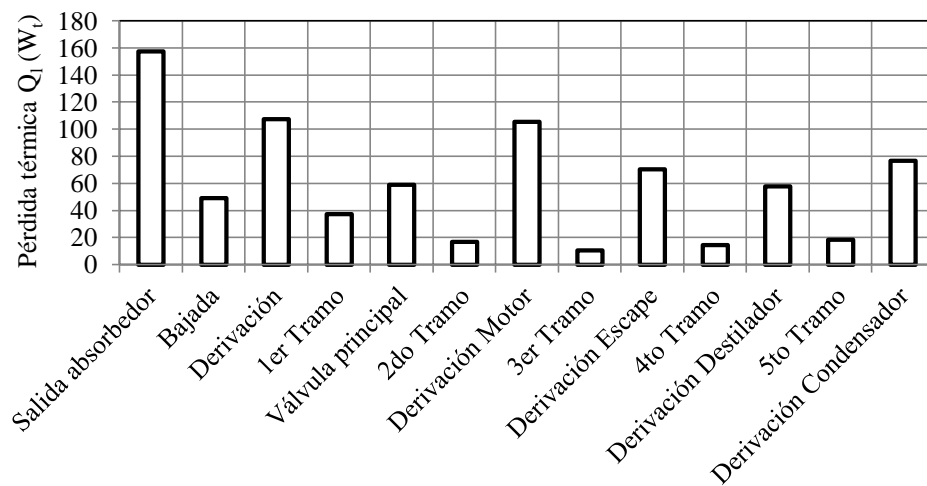


Figura 7.13. Pérdidas térmicas individuales en tramos aislados y secciones no aisladas, para el mes de Enero, en el medio día solar.

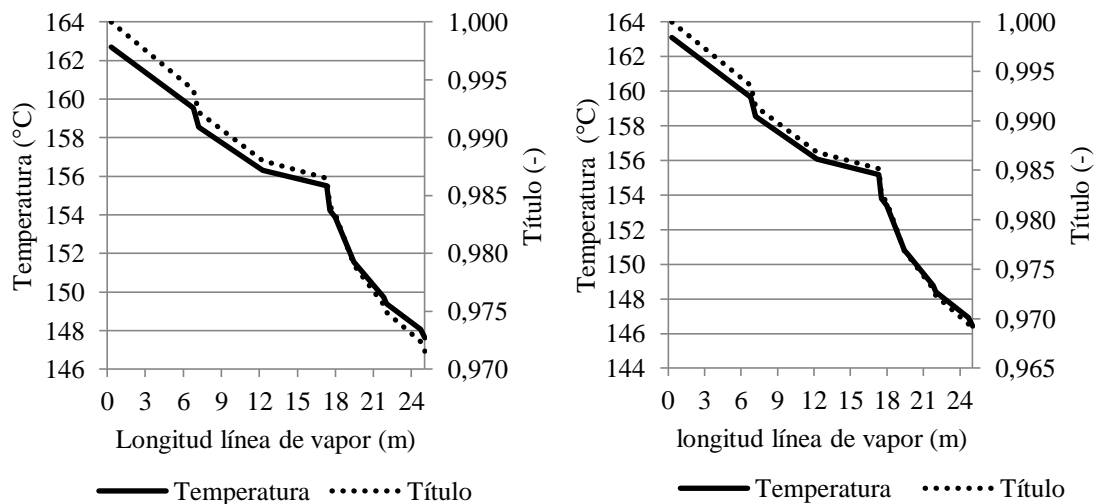


Figura 7.14. Temperatura y fracción de vapor. Izquierda, Enero. Derecha, Junio.

Con respecto a la variación de la temperatura del vapor dentro de la instalación, y consecuentemente de la fracción de vapor, la figura 7.14 muestra que mayores saltos térmicos se producen en las secciones no aisladas. No se observan diferencias

significativas entre los meses de verano e invierno. En ambos casos, la temperatura de vapor desciende entre 15 °C y 17 °C desde la salida del absorbedor hasta el ingreso en el condensador, mientras que el título disminuye en un 3% aproximadamente; cuando la instalación de vapor se encuentra en régimen térmico permanente. El estado térmico del vapor en la entrada del condensador, depende principalmente de la energía con la cual abandona el absorbedor, cuando la línea de vapor alcanzó el régimen permanente.

### 7.5.3. Energía disponible para generación eléctrica

Tomando como régimen de operación del motor a vapor a su máxima potencia  $N_u$  en un régimen nominal de 288 rpm, la energía eléctrica posible de generar estará dada por la ecuación 7.41. Además, se supondrá que la generación de  $EE$  se realiza con el motor operando a lo largo de las ocho horas de jornada. No obstante, la energía disponible en el vapor puede resultar mayor, con posibilidades de mayor generación eléctrica sólo si se dispone de otra tecnología de conversión de mayor potencia nominal. Esta disponibilidad energética en el vapor, como la energía eléctrica generada por el bloque de potencia se muestra en la figura 7.15.

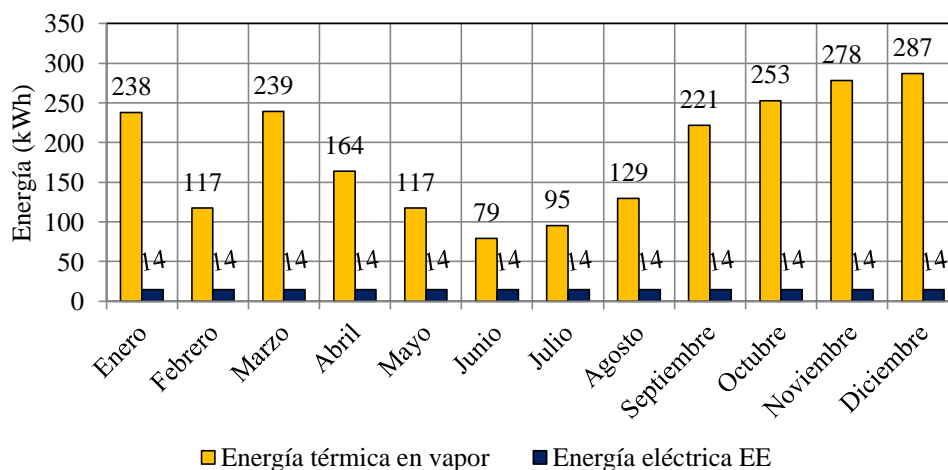


Figura 7.15. Disponibilidad energética en vapor y energía eléctrica generada por el bloque de potencia.

Se observa que la potencia eléctrica posible de generar se encuentra acotada por la tecnología empleada y que el sistema CFL podría ser capaz de producir mayores paquetes de energía eléctrica a raíz del vapor producido. Para que esto sea posible, además de la implementación de tecnologías de mayor potencia nominal, es necesario mantener la presión de la línea de vapor en valores altos y relativamente estables. Esto se lograría proveyéndole al sistema CFL un sistema de presurización en tanque de vapor del tipo Vessel, como los empleados en la mayoría de las plantas de mediana y baja potencia.

La temperatura del vapor disminuye conforme circula por la instalación. Después de ingresar en el motor a vapor, expandirse y desarrollar potencia mecánica, este se *enfria* resultando en un vapor residual de baja presión. Para determinar el nuevo estado



térmico del vapor inmediatamente después de abandonar el motor, se plantea el balance energético según la ecuación 7.42.

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{adm} - N_u - \dot{Q}_l \quad 7.42$$

Donde  $\dot{Q}_e$  representa la potencia térmica contenida en el vapor residual,  $\dot{Q}_{adm}$  es la potencia térmica disponible en el vapor de admisión,  $N_u$  es la potencia mecánica útil desarrollada por el motor y disponible en el eje rotativo y  $\dot{Q}_l$  es la pérdida térmica a través del cabezal motor. Este último parámetro fue determinado de manera computacional y experimental en el capítulo 3, sección 3.6, pudiéndose asignarle un valor en torno a los 300 W<sub>t</sub>. El valor de  $N_u$  se lo determina en función de la presión de trabajo y el régimen de rpm, cómo se mencionó anteriormente.

Para la determinación de la temperatura del vapor, o del salto térmico que se produce al generar potencia mecánica, se emplea el mismo par de ecuaciones 7.20 y 7.27, considerando al motor a vapor como una caja negra en la que la *degradación energética* se debe a las pérdidas a través de las paredes y a la generación de potencia. Esta variación en la temperatura del vapor se muestra en la figura 7.16.

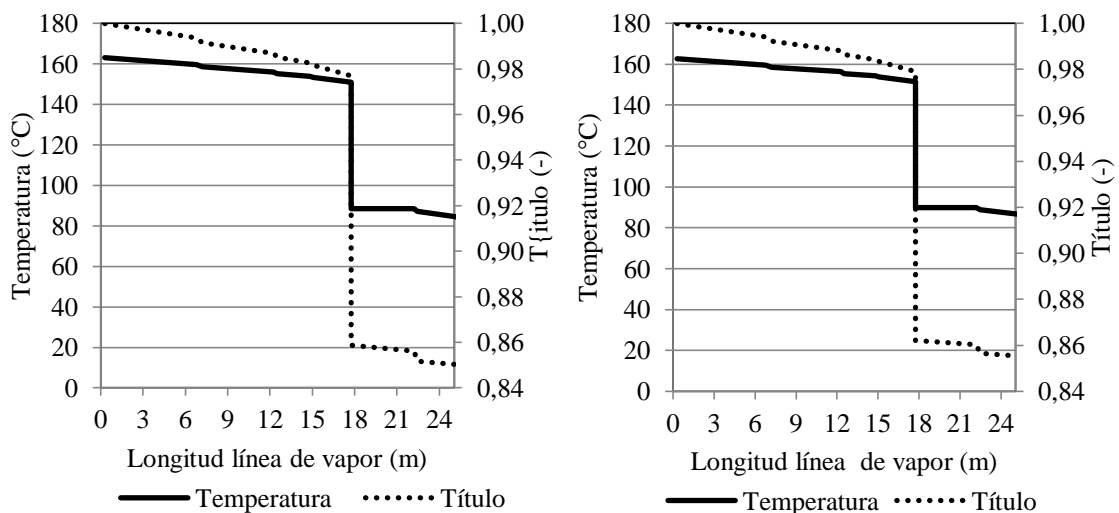


Figura 7.16. Temperatura y fracción de vapor. Izquierda, Enero. Derecha, Junio.

Debido a la expansión del vapor dentro de los cilindros del motor y al consecuente desarrollo de potencia mecánica, que en conjunto con la pérdida térmica del motor, la temperatura del vapor desciende alrededor de 60 °C, para el régimen de 288 rpm, hasta llegar al escape. Luego este vapor de baja presión es inyectado en el condensador. Este marcado descenso de temperatura produce a su vez el descenso en la fracción de vapor, alcanzando valores de 0.85 al final del proceso de producción de energía mecánica. Si bien es un vapor de título bajo, la presencia de gotas de condensado no presenta riesgo para el condensador. Con respecto a la degradación energética del vapor antes, durante y después del proceso de generación de potencia mecánica, se presenta la figura 7.17, en la que la energía térmica en el vapor de escape continua siendo potencialmente aprovechable para el posterior proceso de destilación o bien posterior inyección en el condensador.

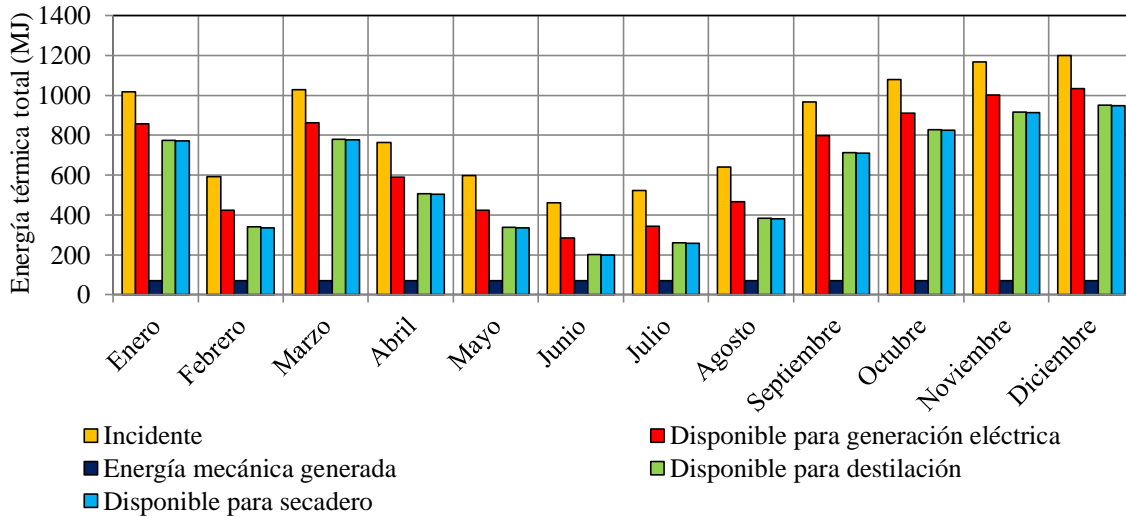


Figura 7.17. Energía térmica disponible en el vapor, para generación de potencia y posterior inyección en condensador.

#### 7.5.4. Destilación de agua sin generación de potencia eléctrica

En este esquema, el vapor se emplea para la producción de agua desalinizada sin haber generado energía eléctrica. Luego, el vapor residual se inyecta en el condensador. La producción de agua destilada, o bien desalinizada, depende fundamentalmente de la tecnología empleada para tal fin y de la energía disponible en el vapor.

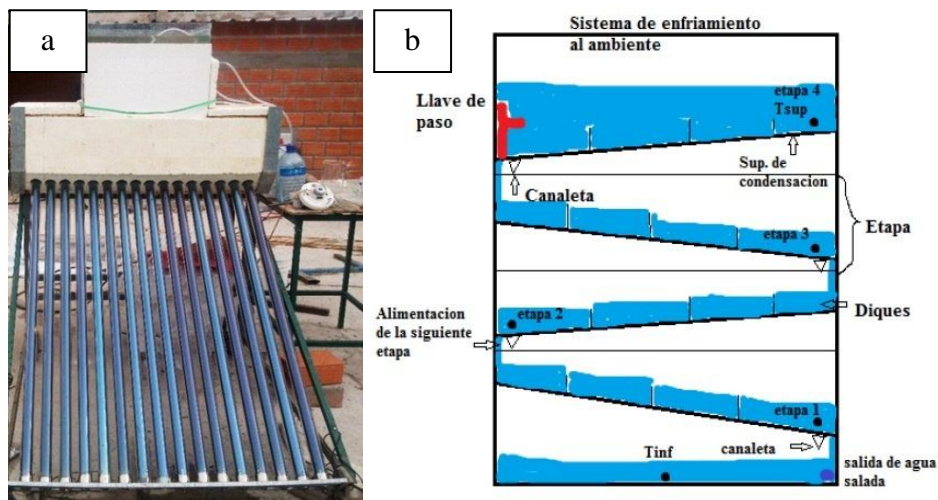


Figura 7.18. a. Sistema desalinizador multietapa. b. Principio de funcionamiento.

En este caso, se determina la cantidad de agua destilada que es capaz de producir un desalinizador multietapa (Franco y Saravia, 1993), el cual fue estudiado en detalle por Díaz (2017) y que aprovecha la energía contenida en el vapor generado por el presente CFL. Si bien tal equipo no se encuentra conectado a la línea de vapor, se tiene prevista la inserción del mismo en el futuro, con el objeto de ampliar las posibilidades de aprovechamiento energético. El destilador mencionado se construyó en el campus experimental del INENCO, donde ha sido instalado y ensayado (figura 7.18a), determinando la capacidad de producción de agua y su coeficiente GOR (gain output ratio, por sus siglas en inglés).

El sistema consiste en una batea principal aislada, cuya capacidad es 240 l, donde decanta el concentrado salino o salmuera producto de la destilación. El agua de la batea es calentada por un conjunto de colectores solares de tubo evacuado. El principio de funcionamiento consiste de cuatro superficies inclinadas colocadas en zigzag por las que el agua a desalinizar circula por gravedad (figura 7.18b). Cada una de las superficies forma una etapa. El sistema es calentado en la parte inferior y enfriado en la superior, por donde se suministra el agua salada mediante goteo y cae por gravedad desde una etapa a la próxima hasta alcanzar la bandeja inferior. Para que el agua cubra toda la superficie de vidrio asegurando su calentamiento uniforme, en cada etapa se han construido pequeños diques transversales de vidrio. El exceso de agua con alto contenido de sal, se elimina del sistema en la batea. El agua salada calentada en la batea se evapora y el calor es transferido por convección hacia arriba produciendo la condensación en el vidrio superior que se encuentra a menor temperatura. El calor cedido de esta manera es transferido por conducción al agua contenida en la etapa siguiente, provocando una nueva evaporación. Este proceso se repite en cada una de las etapas. El destilado escurre por gravedad a lo largo de los vidrios inclinados y es recogido en canaletas ubicadas en el extremo inferior de cada etapa. Por lo tanto, el flujo de agua salada es desde arriba hacia abajo, en sentido contrario al flujo de calor que va desde la batea hacia la atmosfera atravesando las sucesivas etapas y generando condensado de destilación.

Para mantener la temperatura a valores cercanos a los 80 °C se incorporó un sistema de almacenamiento térmico con material de cambio de fase (PCM). Se usó hidróxido de bario octahidratado  $\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$  cuya temperatura de fusión ronda los 78 °C. La figura 7.19 muestra la disposición de los tubos de acero inoxidable con el PCM en el interior de la batea principal.

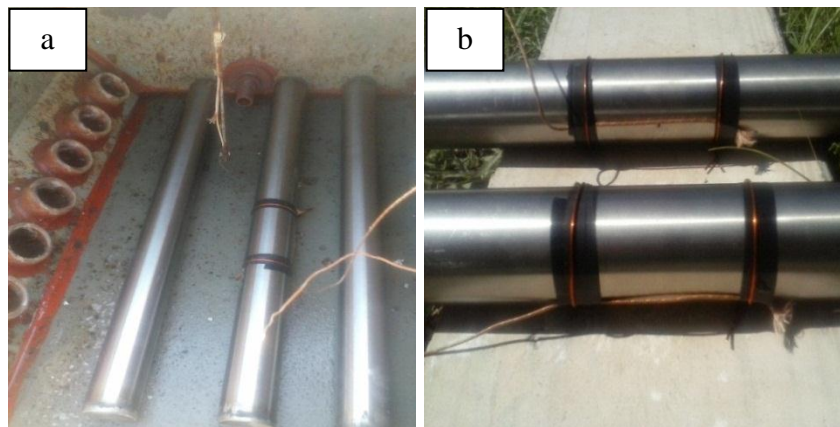


Figura 7.19. a. Disposición de los tubos con PCM en el interior de la batea. b. vista de la conexión de las termocuplas para la medición de temperatura.

Se realizaron mediciones de producción de destilado y de temperaturas en cada una de las etapas del proceso de destilación para los casos con y sin acumulación térmica (Díaz, 2017). La figura 7.20 muestra las temperaturas medidas para el destilador sin acumulación térmica. Puede verse que la etapa 1, que se encuentra más cerca de la fuente de calor, contiene agua a mayor temperatura, próxima a los 70 °C en su máximo

valor. Las mediciones se realizaron tres días consecutivos, desde el 27 al 29 de Octubre de 2016.

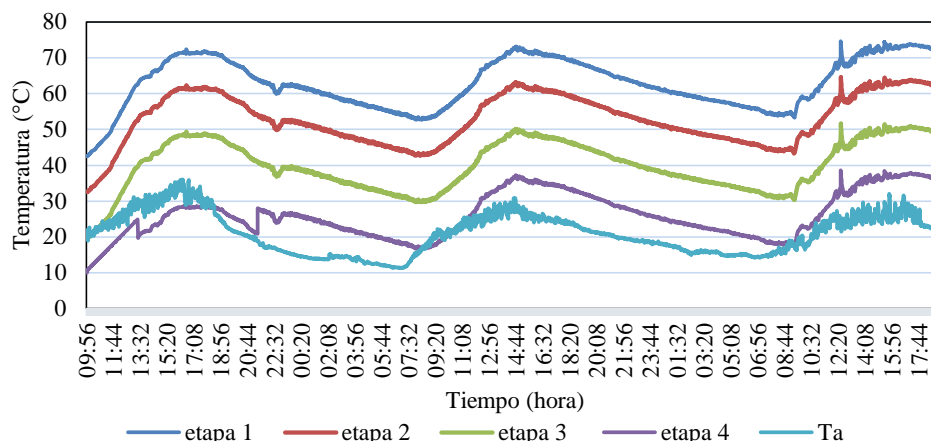


Figura 7.20. Temperaturas ambiente (Ta) y para cada etapa del destilador.

Las mediciones con acumulación en PCM muestran que las temperaturas que alcanza el agua a destilar son unos 10 °C mayor que en el caso anterior. Esto puede verse en la figura 7.21, en la cual se muestran además la temperatura del agua de la batea y la de los caños con PCM colocados en los extremos de la misma. Esta medición se efectuó el día 3 de diciembre de 2016.

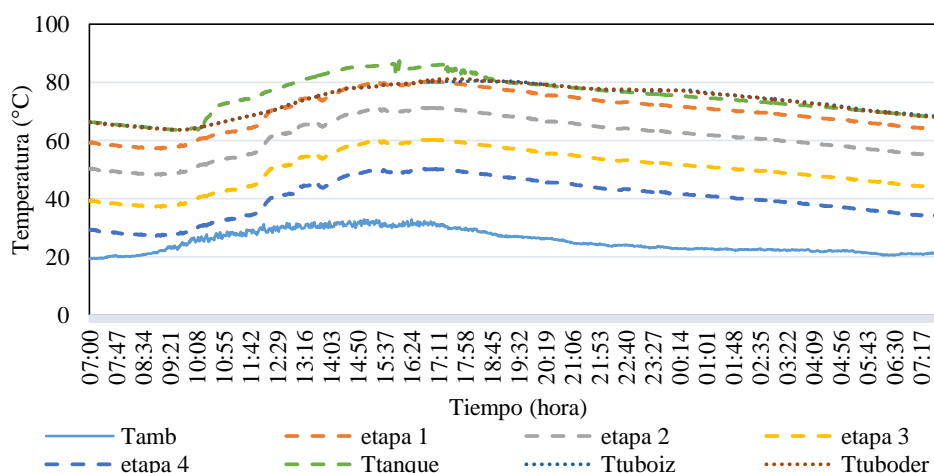


Figura 7.21. Temperaturas ambiente, de etapas, de batea y de caños con PCM.

Fecha	$m_d$ (Kg)	Tipo de ganancia
05-may	12.3	Solar ininterrumpida sin PCM
27-oct	12.6	Solar ininterrumpida sin PCM
09-nov	18.7	Solar ininterrumpida sin PCM
24-nov	20.5	Solar intermitente con PCM y resistencias eléctricas
26-nov	21.2	Solar intermitente con PCM y resistencias eléctricas
03-dic	22.7	Solar ininterrumpida con PCM

Tabla 7.1. Producción de destilado y energía necesaria, para diferentes días y tipos de ganancia.

La Tabla 7.1 presenta la producción de destilado para distintos días. Puede observarse que la producción de destilado mejora con el empleo de acumuladores térmicos de PCM

y con resistencias eléctricas, alrededor de 5 litros diarios. Para los casos en que se emplearon resistencias eléctricas, se observan similares resultados.

El coeficiente GOR medido en laboratorio es de 2.7 (Díaz, 2017), siendo este parámetro una característica del equipo de destilación. La producción de destilado, en kg, entonces estará relacionada con la energía térmica disponible para calentar el agua de la batea y con el coeficiente GOR según la ecuación 7.43 (Dellicompagni y Franco, 2019).

$$m_d = \frac{k E_d}{2.3 \frac{MJ}{kg}} GOR \quad 7.43$$

Donde  $E_d$  es la energía térmica disponible en el vapor, la cual puede ser complementada mediante las resistencias eléctricas de ser necesario. Es importante considerar que no toda la energía térmica del vapor puede emplearse en el proceso de desalinización, debido a que el vapor residual de este proceso deberá contener energía suficiente para el proceso de intercambio en el condensador. Para ello el caudal de vapor debe ser regulado de tal manera que no toda la energía  $E_d$  sea invertida para el calentamiento del agua en la batea. Para ello se define el factor  $k$  en la ecuación 7.43 y el cual se asumió como  $k=0.4$ . Vale decir que se emplea un 40% de la energía contenida en el vapor para producción de destilado.

La producción de agua desalinizada se resume en la figura 7.22, en la que se observa mayor producción en meses de mayor irradiación solar. Esta producción se corresponde para los días característicos de cada mes, resultando en un promedio diario anual de 309 kg.

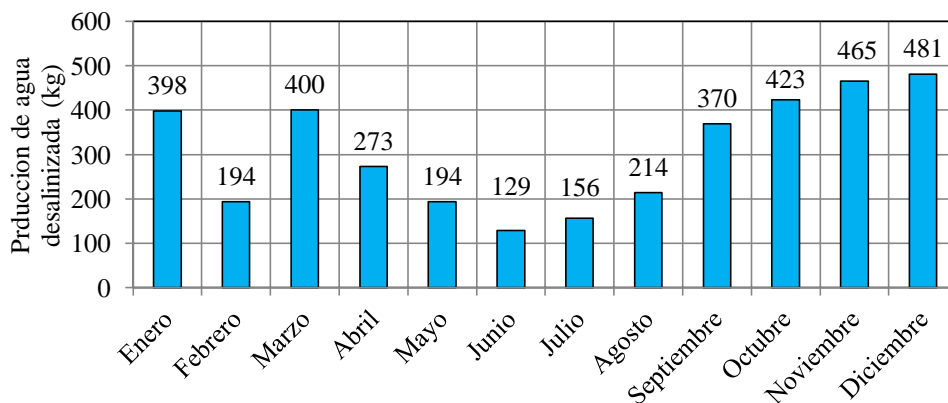


Figura 7.21. Producción de agua desalinizada con el sistema multietapa acoplado al CFL bajo estudio.

La producción de agua desalinizada normalmente suele presentarse en unidades de  $kg/m^2$  día, correspondiéndole al presente equipo una producción diaria promedio anual de  $1.8 kg/m^2$  día para una superficie de espejos del CFL de  $172 m^2$ .

La energía térmica involucrada en este escenario de aprovechamiento se muestra en la figura 7.22.

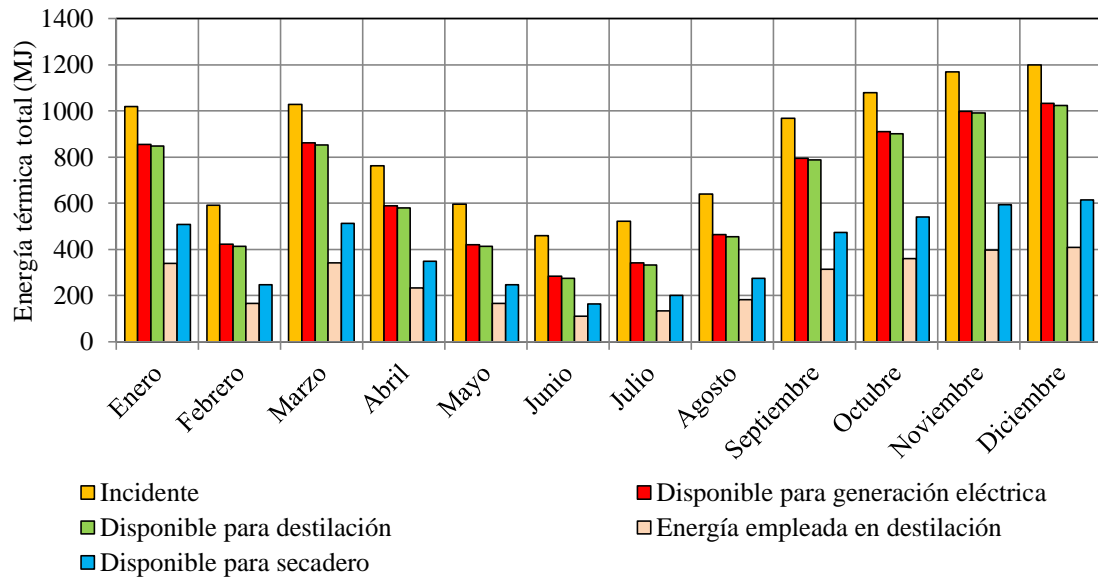


Figura 7.22. Energía térmica disponible en el vapor, para desalinización de agua y posterior inyección en condensador, sin generación de potencia eléctrica.

#### 7.5.5. Generación de potencia eléctrica y destilación de agua

Este escenario de aprovechamiento térmico comprende la generación de potencia mecánica en el motor a vapor, siendo el vapor residual de este proceso empleado para la desalinización de agua. Finalmente, el vapor restante que sale de este proceso es inyectado en el condensador para su uso en el precalentamiento del aire para secadero. La figura 7.23 muestra cómo disminuye la energía contenida en el vapor a medida que circula por la instalación y es aprovechado en los diferentes procesos.

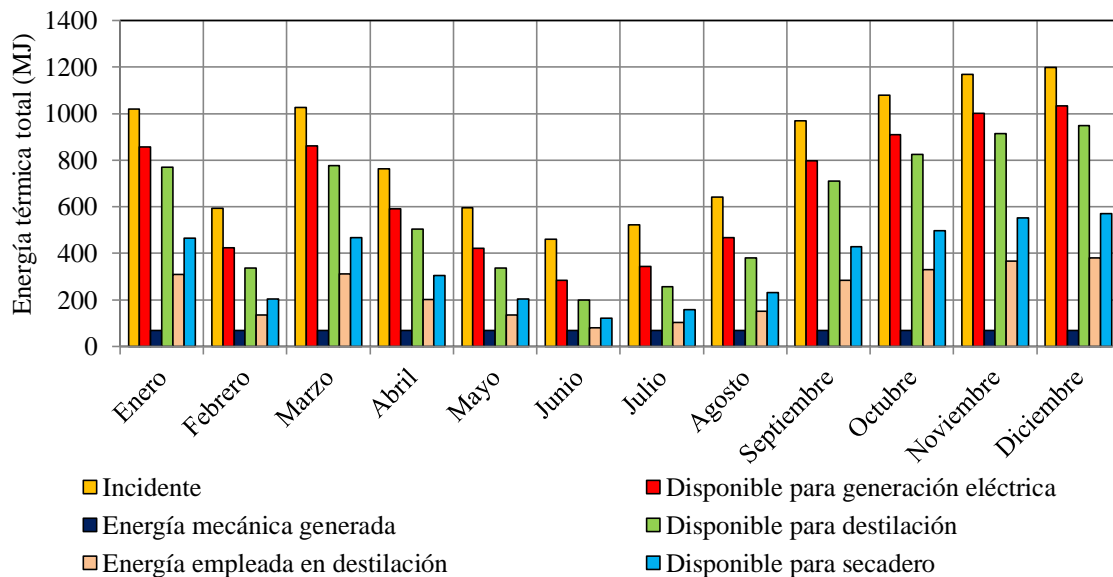


Figura 7.23. Energía térmica disponible en el vapor, para generación de potencia mecánica, desalinización de agua y posterior inyección en condensador.

La cantidad de energía eléctrica generada resulta ser la misma que se observó en la figura 7.15 dado que este es el primer proceso de aprovechamiento térmico del vapor,

bajo las mismas condiciones operativas del motor a vapor, con respecto al régimen de rpm y la potencia mecánica desarrollada por el mismo.

Con respecto a la producción de agua desalinizada, ésta se ve afectada dado que parte de la energía térmica contenida en el vapor se empleó para la generación eléctrica, disminuyendo la energía disponible para desalinización. Es por ello que se observa una disminución en la cantidad de agua desalinizada producida (Figura 7.24).

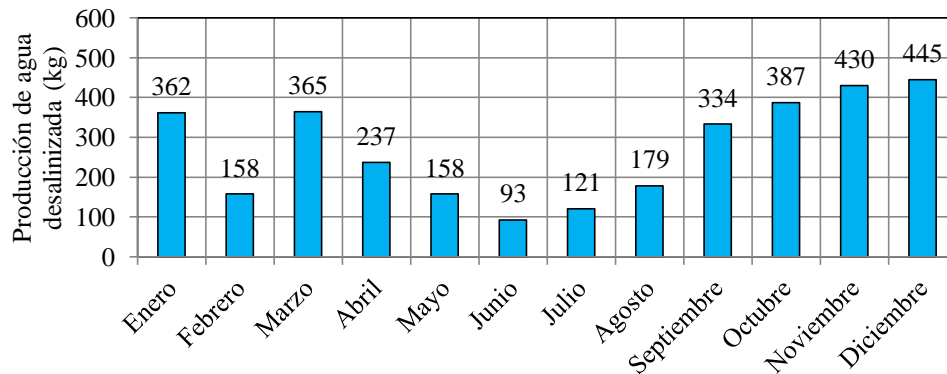


Figura 7.24. Producción de agua desalinizada con el sistema multietapa acoplado al CFL bajo estudio.

La disminución porcentual relativa en la producción de agua desalinizada entre este escenario de utilización del vapor con respecto al caso en que no se genera potencia eléctrica, se muestra en la figura 7.25. La mayor disminución relativa se presenta en los días de menor irradiación solar, que combinada con el gasto energético en el bloque de potencia y las pérdidas hacia el exterior en la instalación dada las bajas temperaturas puede alcanzar valores en el rango de 25 – 30 %.

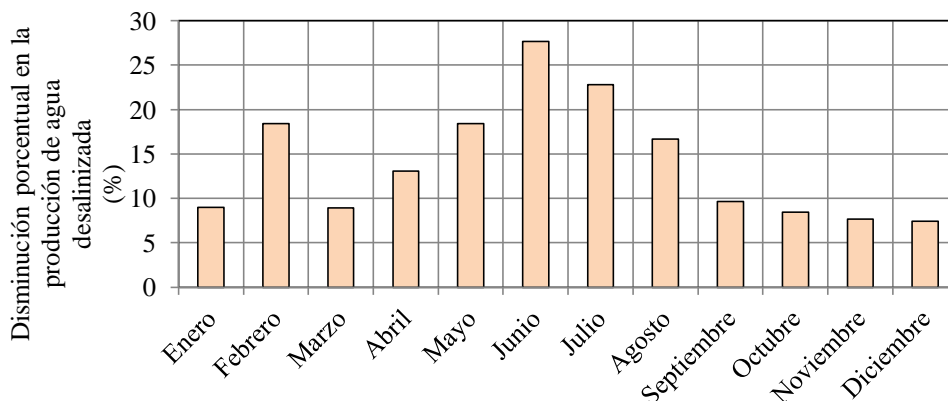


Figura 7.25. Disminución porcentual relativa en la producción de agua desalinizada debida a la generación previa de potencia eléctrica.

## 7.6. Energía térmica para proceso de secado

En cada escenario de aprovechamiento energético visto en las subsecciones anteriores se determina la energía térmica contenida en el vapor cuando este llega a la entrada del condensador, denominada como *disponible para secadero*, planteando el cálculo en una presión promedio de trabajo de 6 bar. El HTF llega hacia el condensador conteniendo



una cierta cantidad de energía térmica la cual es intercambiada con el aire de inyección al secadero. Este intercambio energético se rige según la ecuación 7.39, obtenida a partir de mediciones experimentales. Esta ecuación, combinada con el rendimiento del condensador  $\eta_c$ , permite cuantificar la energía necesaria para lograr un determinado salto térmico  $\Delta T$  en el aire de inyección. La temperatura de operación depende del tipo de producto frutihortícola dentro de la cámara de secado.

Los distintos valores de energía disponible para el proceso de secado se resumen en la figura 7.26, que si bien pueden considerarse razonables, en algunas ocasiones resultan insuficientes para calentar el aire de ingreso al secadero a 55 °C. Para ello, se deberá plantear una estrategia de mezclado con el aire calentado por el sistema solar de colección pasiva conectado en el mismo ducto de inyección de aire caliente.

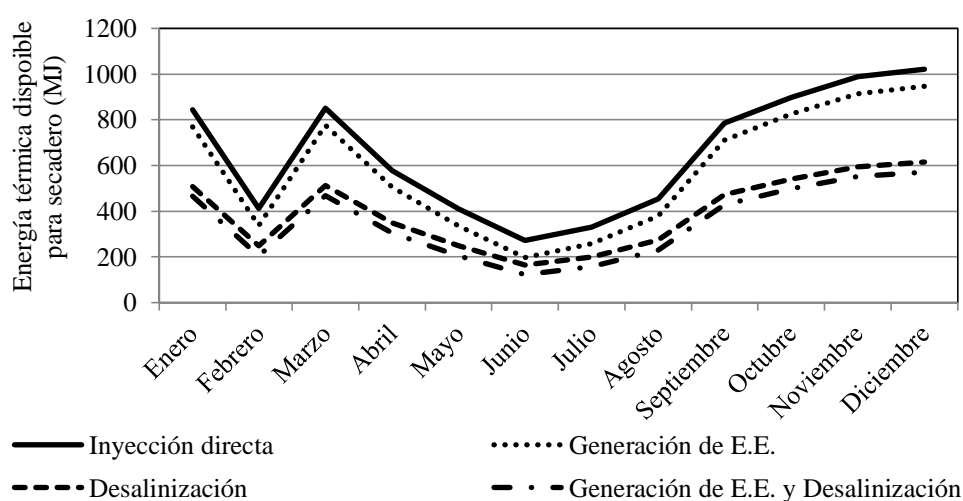


Figura 7.26. Energía térmica disponible para proceso de secado.

El cálculo horario de la potencia térmica en  $W_t$  permite determinar cuanta energía térmica se dispone para su intercambio en el condensador, que en base a la potencia necesaria para tal proceso, se puede determinar si la energía térmica del vapor es suficiente o presenta déficit. Así, se presentan las siguientes tablas para cada escenario de aprovechamiento, en las cuales se observa que el vapor llega en la gran mayoría de los casos con energía insuficiente para precalentar el aire ambiente a 55 °C. Los valores contenidos en las celdas indican el déficit de energía en MJ, el cual debería ser complementado con el aire proveniente del sistema de colección solar pasiva, mediante la mezcla de los caudales másicos de aire provenientes de ambas tecnologías solares.

Inyección directa												
Hora	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
10:00	37	120	11	124	156	178	183	161	103	71	53	40
11:00	1	90	22	86	116	140	145	115	56	27	14	2
12:00		61		51	92	123	119	91	37			
13:00		50		41	77	112	108	71	15			
14:00		47		29	67	97	103	64				
15:00		62		40	73	96	105	65	2			
16:00		79	12	61	89	108	110	79	29	16	10	
17:00	36	106	46	98	120	130	138	112	73	61	50	36



Generación eléctrica												
Hora	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
10:00	46	130	20	134	165	188	192	170	112	81	63	50
11:00	11	99	31	95	125	149	155	124	65	36	24	11
12:00		71		60	101	132	128	100	46			
13:00		59		51	86	121	117	80	24			
14:00		56		38	77	107	112	73				
15:00		71		49	82	105	114	75	11			
16:00	8	89	21	71	98	117	119	89	38	25	19	7
17:00	45	116	56	107	130	139	148	122	82	70	60	45

Destilación												
Hora	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
10:00	61	129	34	138	164	182	188	170	125	98	85	72
11:00	40	107	59	111	134	152	161	136	92	67	58	47
12:00	30	88	33	87	117	139	140	118	77	44	34	14
13:00	12	79	17	80	106	130	131	102	64	31	25	4
14:00	6	78	20	70	97	118	127	97	42	24	12	1
15:00	32	87	23	75	98	114	124	94	50	37	29	9
16:00	38	97	50	88	108	121	126	100	67	57	54	41
17:00	61	115	70	112	129	134	145	122	95	86	80	66

Destilación y generación eléctrica												
Hora	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
10:00	66	134	40	143	169	188	194	176	130	103	90	77
11:00	45	112	64	117	140	158	166	141	97	73	64	52
12:00	35	93	38	92	122	144	145	123	82	49	40	20
13:00	17	85	22	85	111	136	137	108	69	37	30	10
14:00	11	83	25	75	102	124	132	102	47	29	17	6
15:00	37	92	28	80	104	119	130	99	56	42	35	14
16:00	43	102	55	93	113	127	131	106	72	63	59	46
17:00	66	120	76	117	134	139	150	127	100	92	85	71

Tabla 7.2. Franjas horarias en las que se necesita el aporte de aire caliente proveniente del colector solar pasivo. Para los casos de déficit, cada celda contiene la energía necesaria en MJ para lograr un aire de inyección a 55 °C.

El déficit energético depende tanto del salto térmico necesario en el aire de inyección así como del recurso solar disponible según el horario en el que el sistema CFL es operado. Además, un factor constructivo importante es el sentido de circulación del vapor a través de las placas del condensador con respecto al aire de circulación, siendo coincidentes en el condensador empleado en el CFL. Puede resultar que el aire inyectado no se esté empleando para el secado de algún producto, por lo que el uso del CFL solo se justifica para la generación de energía eléctrica y/o desalinización de agua dura. El potencial energético en el vapor que ingresa en el condensador llega a ser suficiente en algunos meses de elevada irradiación como ser Enero, Marzo, Septiembre, Octubre, Noviembre y Diciembre, pero solo en horarios en torno al medio día solar y cuando el vapor se inyecta directamente en el condensador o cuando se genera potencia eléctrica (los dos primeros escenarios analizados).

## 7.7. Conclusiones del capítulo

En este capítulo se presentó el cálculo de la cantidad de energía térmica que contiene el vapor en su paso por la instalación. El aprovechamiento de la misma se planteó a través de cuatro escenarios en los que se combina la inyección directa del vapor en el condensador con generación eléctrica y desalinización de agua. En este sentido, el estudio experimental de los diversos componentes de la instalación ha sido crucial para poder determinar cuanta energía térmica demandan los procesos de intercambio energético a una determinada eficiencia, descritas por  $\eta_{\text{mec}}$  y  $\eta_{\text{g}}$  para el motor a vapor, GOR para el destilador y  $\eta_{\text{c}}$  para el condensador.

La potencia térmica del vapor cuando abandona el absorbedor ronda entre los 15 y 49 kW, dependiendo principalmente del recurso solar y de las condiciones ambientales. Estas últimas se relacionan con el coeficiente global de pérdida el cual ha sido determinado en estudios previos a la presente tesis. Los valores de potencia térmica mencionados corresponden al estado energético del vapor en el medio día solar. En términos anuales, el CFL es capaz de generar 68 MWh<sub>t</sub> operando diariamente en turnos de ocho horas. Con respecto a la producción de energía eléctrica, bajo las condiciones de operación del bloque de generación definidas en este estudio, es posible generar 14 kWh<sub>e</sub> por día como máximo, lo que se traduce en poco más de 5 MWh<sub>e</sub> anuales, es decir que sólo se aprovecha un 7.5 % de la energía térmica contenida en el vapor. Este bajo porcentaje se debe a la capacidad nominal del motor a vapor, del rendimiento global del mismo, de la presión de trabajo, del caudal del HTF, del rendimiento mecánico de la transmisión y del generador eléctrico. No obstante, la variación en la generación de energía eléctrica depende fundamentalmente de la demanda en el consumo y del tipo de carga conectada. Ante tal variación, será necesario ajustar los parámetros de entrada en el motor a vapor, como ser presión y caudal, cuyas curvas de regulación se determinaron en capítulos anteriores.

Por último, el presente estudio determina que la energía contenida en el vapor puede ser aprovechada para el acople de sistemas de desalinización de agua con una capacidad de producción de 1.8 kg/m<sup>2</sup>día en promedio para la tecnología de destilación multietapa abordada. Es posible obtener mayores valores de producción de agua desalinizada actuando directamente sobre el caudal de vapor que ingresa al destilador, esto es, modificando el coeficiente  $k$  que indica qué porcentaje de la energía contenida en el vapor será aprovechada para tal proceso.

Como limitación del equipo CFL se presenta el déficit energético que presenta el vapor que ingresa al condensador. Esto da cuenta que es necesario ampliar el campo de espejos y el absorbedor, con el fin de obtener mayores paquetes de energía para el intercambio térmico en el condensador y elevar la temperatura del aire de inyección al secadero. No obstante, tal déficit energético se ve suplido por el sistema de colección pasiva construido por el INENCO. El uso del sistema CFL sólo se justifica si el aprovechamiento energético se ve destinado a la generación eléctrica y/o producción de agua desalinizada, ya que el sistema de colección pasiva puede, por sí solo, alcanzar la

temperatura en el aire de inyección al secadero. Otro justificativo para el empleo del CFL es la generación de energía térmica para su almacenamiento en horas de sol y su despacho en horas de ausencia de irradiancia solar ya sea por condiciones de cielo nublado o en horas de la tarde. Esto último permite al productor local emplear el sistema y disminuir (o suprimir) el empleo de leña para el calentamiento del aire por la noche, en consecuencia se reduciría o eliminaría la emanación de gases de combustión a la atmósfera.

## 7.8. Referencias

- Altamirano M. (2014). Estudio de absorbedores para la generación de energía eléctrica mediante un reflector lineal tipo Fresnel. Tesis doctoral. Universidad Nacional de Salta. Argentina.
- Baniasad Askari I. and Ameri M. Solar Rankine cycle (SRC) powered by linear Fresnel solar field and integrated with multi effect desalination (MED) system. *Renewable Energy*. Volume 117, 2018, Pages 52-70.
- Carvalho M. J., Horta P., Farinha Mendes J, Collares Pereira M. and Maldonado Carbajal W. Incidence angle modifiers: a general approach for energy. 2007. *Proceedings of ISES Solar World Congress 2007: Solar Energy and Human Settlement*.
- Cengel Y. A., Boles M. A. (2002). *Thermodynamics: an engineering approach*. Boston. McGraw-Hill. pp. 91 – 93.
- Condorí M., Durán G., Vargas D., Echazú R. (2009). Secador solar híbrido. Primeros ensayos. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 13.pps. 02.35 – 02.42. ISSN 0329-5184.
- Dellicompagni P., Franco J. Potential uses of a prototype linear Fresnel concentration system. *Renewable Energy* 136 (2019) 1044-1054.
- Dellicompagni P., Franco J., Altamirano M., Hongn M. (2015). Caracterización de un motor a vapor de doble efecto. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 19.pp.03.01-03.12. ISSN 2314 – 1433.
- Dellicompagni P., Hongn M., Saravia L., Altamirano M., Placco C., Gea M., Hoyos D., Bárcena H., Suligoy H., Fernández C., Caso R. (2016). Concentrador solar térmico Fresnel lineal de San Carlos. Salta. Primeros ensayos de operación y funcionamiento (172 m<sup>2</sup>). *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* Vol. 20, pp 03.01-03.12. ISSN 2314 – 1433.
- Dellicompagni P., Saravia L., Altamirano M., Franco J. Simulation and testing of a solar reciprocating steam engine. *Energy* 151 (2018) 662 – 674.

- Desai N., Kedare S., Bandyopadhyay S. Optimization of design radiation for concentrating solar thermal power plants without storage. *Solar Energy* 107 (2014) 98 – 112.
- Díaz A. (2017). Análisis del funcionamiento de un destilador multietapa con acumulador de calor por cambio de fase. Tesis de grado. Universidad Nacional de Salta, Argentina.
- Facão J., Oliveira A. Numerical simulation of a trapezoidal cavity receiver for a linear Fresnel solar collector concentrator. *Renewable Energy* 36 (2011) 90 – 96.
- Feuermann D., Gordon J. M. Analysis of a two-stage linear Fresnel reflector solar concentrator. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* November 1991; 113:272 – 9.
- Flores Larsen S., Altamirano M., Hernández A. Heat loss of a trapezoidal cavity absorber for a linear Fresnel reflecting solar concentrator. *Renewable Energy* 39 (2012) 198 – 206.
- Franco J., Saravia L. A new design for a passive atmospheric multistage still. *Renewable Energy*, Vol. 4, No. I, pp. 119 122. 1993.
- Giostrì A., Binotti M., Silva P., Macchi E., Manzolini G. Comparison of two Linear Collectors in Solar Thermal Plants: Parabolic Trough Versus Fresnel. *Journal of Solar Energy Engineering*. 135 (2013) 011001 – 011001 – 9.
- Grossi Gallegos H. y Righini R. (2007). Atlas de Energía Solar de la República Argentina. Universidad Nacional de Luján. Secretaría de Ciencia y Tecnología. Buenos Aires. Argentina. ISBN 978-987-9285-36-7.
- Grossi Gallegos H., Aristegui R., Righini R. (2009). Análisis de la radiación solar global en San Carlos, Salta. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* Vol. 13. ISSN 0329 – 5184.
- Häberle A., Zahler C., Lerchenmüller H., Mertins M., Wittwer C., Trieb F. The Solarmundo line focussing Fresnel collector. Optical and thermal performance and cost calculations. Zürich. International symposium on concentrated solar power and chemical energy technologies. 2002.
- Heimsath A., Bern G., van Rooyen D., Nitz P., (2014). Quantifying optical loss factors of small linear concentrating collectors for process heat application. *Energy Procedia*, 48, 77 – 86.
- Hongn M. (2017). Estudio y evaluación de parámetros de funcionamiento para la tecnología Fresnel lineal de concentración. Tesis Doctoral. Facultad de Ciencias Exactas, Universidad Nacional de Salta, Argentina.

- Hongn M., Flores Larsen S., Dellicompagni P., Hoyos D., Fernández C., Suligoy H., Bárcena H., Gea M., Saravia L. (2015). Simulación del comportamiento hidrotérmico del fluido de trabajo en un concentrador Fresnel lineal. *Energía Renovable y Medio Ambiente*. Vol. 36. pp. 1 - 10. 2015. ISSN 0328-932X.
- Incropera F. y De Witt D., (1996). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 4th Ed. John Wiley & Sons, Inc., New York.
- John A. Duffie & William A. Beckman. (2005). *Solar Engineering of Thermal Processes*. Third Edition. John Wiley and Sons.
- Lin M., Sumathy K., Dai Y. J., Wang R.Z., Chen Y. Experimental and theoretical analysis on a linear Fresnel reflector solar collector prototype with V-shaped cavity receiver. *Applied Thermal Engineering* 51 (2013) 963 – 972.
- Mertins M. 2008. Technische und wirtschaftliche Analyse von horizontalen Fresnel-Kollektoren. PhD thesis. <http://digbib.ubka.uni-karlsruhe.de/volltexte/1000013884>.
- Mittelman G., M. Epstein. A novel power block for CSP systems. *Solar Energy* 84 (2010) 1761–1771.
- Morin G., Dersch J., Platzer W., Eck M., Haberle A. Comparison of linear Fresnel and parabolic trough collector power plants. *Solar Energy* 86 (2012) 1 – 12.
- Negi B. S., Mathur S. S., Kandpal T. C. Optical and thermal performance evaluation of a linear Fresnel reflector solar concentrator. *Solar & Wind Technology*. Volume 6, Issue 5, 1989, Pages 589 – 593.
- Programa Tonatiuh. <https://code.google.com/archive/p/tonatiuh/downloads>. Última actualización Mayo de 2013.
- Raichijk C. Grossi Gallegos H. Righini R. (2008). Cartas preliminares de irradiación directa para Argentina. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 12. pp. 11.01 -11.07 versión CD-ROM.
- Ryan J. P. Incidence Angle Modifiers in Cylindrical solar Collector Design, MS Thesis, Colorado State University, 1997.
- Shah M. M. (1979). A general correlation for heat transfer during film condensation in pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 22: 547 – 56.
- Shah M. M. (1982). Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study. *ASHRAE Transactions*, Vol. 88, Part I, pp. 185 – 196.
- Shah M. M. (2009). An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes. *HVAC&R Research* 15(5): 889 – 913.

- Shah M. M. (2013). General Correlation for Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes: Further Development and Verification. ASHRAE Transactions, Vol. 119(2), DE – 13 – 001.
- Sharma V. Hourly and monthly variation in shading and blocking of aperture area in a linear Fresnel reflector field. Energy Procedia 48 ( 2014 ) 233 – 241.
- Sharma V., Khanna S., Nayak J. K., Kedare S. B. Effects of shading and blocking in compact linear Fresnel reflector field. Energy 94 (2016) 633 – 653.
- Sharma V., Nayak J. K., Kedare S. B. Effects of shading and blocking in linear Fresnel reflector field. Solar Energy 113 (2015) 114 – 138.
- Singh P. L., Sarviya R. M., Bhagoria J. L. Heat loss study of trapezoidal cavity absorbers for linear solar concentrating collector. Energy Conversion and Management 57 (2010) 329 – 337.
- Singh P. L., Sarviya R. M., Bhagoria J. L. Thermal performance of linear Fresnel reflecting solar concentrator with trapezoidal cavity absorbers. Applied Energy 87 (2010) 541–550.
- Singh R. Modelling and performance analysis of linear Fresnel collector for process heat generation for ice cream factory in Konya. MS Thesis, Middle East Technical University, 2017.
- W.H. Mc Adams. Heat Transmission. 3<sup>rd</sup> Edition (New York, New York: McGraw-Hill Book Co., 1954).
- Wagner M. and Zhu G. A direct-steam linear Fresnel performance model for NREL's System Advisor Model (SAM). 2012. Proceedings of the ASME 2012 6<sup>th</sup> International Conference on Energy Sustainability and 10<sup>th</sup> Fuel Cell Science, Engineering and Technology Conference.
- Wagner W, Kruse A. (1998). Properties of water and steam IAPWSIF97. Berlin: Springer – Verlag.
- Wendelin T. and Dobos A. SolTrace: A Ray-Tracing Code for Complex Solar Optical Systems. National Renewable Energy Laboratory. Technical Report NREL/TP – 5500 – 59163. 2013.
- Yang K., G. W. Huang y Tamai N. (2001). A hybrid model for estimating global solar radiation. Solar Energy 70, 1, 13 – 22
- Zhu G. Development of an analytical optical method for linear Fresnel collectors. Solar VEnergy. vol. 94, pp. 240 – 252. 2013.

# **CAPÍTULO 8**

## **IMPLEMENTACION DE SISTEMAS DE MAYOR POTENCIA**

### 8.1. Introducción

En los capítulos anteriores se ha estudiado al CFL instalado en San Carlos haciendo énfasis sobre todo en el aprovechamiento de la energía térmica del vapor. Hasta aquí se trabajó con un sistema real, construido, en condiciones de operación y se espera que en un futuro cercano reúna las condiciones técnicas para ser transferido al propietario de la finca donde está emplazado, el productor Domingo Vargas. No obstante, se deberá seguir con las campañas de medición e implementación de mejoras para poder suplir las necesidades de generación eléctrica y demás usos del vapor, así como la asistencia técnica para un óptimo uso de la tecnología.

La introducción de las Energías Renovables en la matriz energética del país es actualmente un proceso en expansión. La Ley 27191 declara de interés nacional la generación de energía eléctrica a partir del uso de fuentes de energía renovables con destino a prestación de servicio público como así también la investigación para el desarrollo tecnológico y fabricación de equipos con esa finalidad. El plan de energías renovables RenovAR se generó en el marco de esta ley con el objetivo de la contribución de fuentes de energía renovables hasta alcanzar el 8% del consumo de energía eléctrica nacional para el 2018 y el 20% para el 2025, (CAMMESA, 2017). De acuerdo a diversos estudios (Grossi Gallegos y Righini, 2007; Carmona et al., 2017; Sarmiento et al., 2018), la región noroeste de Argentina es privilegiada en cuanto al recurso solar, por lo que podría generar una buena parte de sus necesidades de electricidad mediante la implementación de tecnologías que hagan aprovechamiento de la energía solar. Actualmente, se encuentran en marcha diversos proyectos de centrales solares fotovoltaicas (Ministerio de Energía y Minería, 2017), particularmente en las provincias de Salta y Jujuy.

Dado que los sistemas de concentración solar más empleados a nivel comercial son los cilindros parabólicos (Xu et al., 2016), investigadores del INENCO y El Grupo FAE de la Universidad Federal de Pernambuco (Brasil) han determinado la capacidad de generación para una planta de este tipo, de 1 MWe de potencia nominal (Gonzáles et al., 2017), determinando una producción anual de energía eléctrica de 2372 MWh. El modelo desarrollado por el Grupo FAE permite determinar parámetros asociados a la generación de potencia térmica y eléctrica, para diferentes condiciones de funcionamiento y ubicaciones geográficas de la central a simular. Este modelo ha sido constantemente mejorado y, recientemente validado para condiciones de operación reales de la planta solar SEGS VI de Kramer Junction (Desierto de Mojave, California), como puede observarse en Salazar et al. (2017).

En este capítulo se analiza la capacidad de producción eléctrica de una central solar térmica de concentración solar del tipo Fresnel, empleando un modelo analítico desarrollado por el Laboratorio Nacional de Energía Renovable (NREL) e implementado mediante el software System Advisor Model (SAM) (Blair et al., 2014). Se estima la producción de energía eléctrica para una planta de 15 MWe de potencia nominal con almacenamiento térmico en sales fundidas (TES), cuya producción



eléctrica será destinada en parte a la ciudad de San Carlos, así como el factor de capacidad de planta y el costo nivelado de la energía eléctrica (LCOE). Esta tecnología emplea sales fundidas como fluido caloportador (HTF) que circula en el campo solar y se almacena en tanques aislados térmicamente. El calor contenido en el HTF se transfiere al agua mediante intercambiadores, generando vapor y accionando una turbina para la generación eléctrica.

## **8.2. El modelo SAM**

### *8.2.1 Descripción general*

Se trata de un modelo computacional que calcula el rendimiento y las métricas financieras de los sistemas de energía renovable. Los desarrolladores de proyectos, los legisladores, los fabricantes de equipos y los investigadores utilizan los resultados de SAM para evaluar opciones financieras, tecnológicas y de incentivos para proyectos de energía renovable. SAM simula el rendimiento de sistemas fotovoltaicos, de concentración solar, de calentamiento térmico de agua, sistemas eólicos, geotérmicos, basados en biomasa y convencionales. El modelo financiero puede representar estructuras financieras para proyectos que compran y venden electricidad a precios minoristas (residenciales y comerciales) o venden electricidad a un precio determinado en un acuerdo de compra de energía (utilidad).

También es posible realizar análisis paramétricos y de sensibilidad, y las capacidades de análisis estadístico están disponibles para la simulación en Monte Carlo y variabilidad climática (P50/P90) (Dobos et al., 2012). El modelo realiza predicciones de rendimiento y estimaciones del costo de la energía para proyectos conectados a la red en función de los costos de instalación y operación y los parámetros de diseño del sistema. Los proyectos pueden ser de clientes que compran y venden electricidad a precios minoristas a las empresas distribuidoras, o de servicios públicos que venden electricidad a un precio negociado a través de un acuerdo de compra de energía (PPA). En la provincia de Salta, los primeros proyectos se enmarcan en las leyes N° 7823 y 7824, Ley de Balance Neto y Régimen de Fomento para las Energías Renovables, respectivamente; mientras que los segundos proyectos se rigen por el Régimen de Fomento Nacional para el Uso de Fuentes Renovables de Energía Destinada a la Producción de Energía Eléctrica, instituido por la ley N° 27191 en su Decreto Reglamentario 531/2016.

El modelo SAM se emplea para sistemas de generación de energía eléctrica y asume que la planta entrega energía a una red eléctrica o a un edificio o instalación. No se emplea para modelar sistemas de energía aislados o sin conexión a la red y sistemas con baterías de almacenamiento de electricidad.

Crear un archivo SAM implica elegir un modelo de rendimiento y un modelo financiero para representar el proyecto de planta. En función de qué tecnología se decida modelar, el software asigna automáticamente las variables de entrada con un conjunto de valores predeterminados en función de las necesidades del usuario. Tales variables de entrada se pueden modificar, como ser la ubicación del proyecto, el tipo de equipo en el sistema, el

costo de instalación y operación del sistema, y las suposiciones financieras y de incentivos. Por lo tanto, es responsabilidad del usuario revisar y modificar todos los datos de entrada según corresponda para cada análisis. Una vez ingresados todos los datos relacionados a la planta y que el software necesita para ejecutar el modelo, se obtienen los resultados. Un análisis típico implica ejecutar simulaciones, examinar resultados, revisar variables de entradas y repetir ese proceso hasta que los resultados sean confiables.

### 8.2.2. Breve reseña de modelos computacionales empleados en CFL

Puede encontrarse diversos modelos descritos en la literatura, desde algunos sencillos hasta otros más complejos y detallados. Los modelos empleados para predecir el rendimiento de los CFL han sido desarrollados por Goswami et al. (1990), Abbas et al. (2012a, 2012b), Facao et al. (2009), Flores Larsen et al. (2012) y por un grupo de la Universidad de Nueva Gales del Sur (Pye, 2008 y Reynolds, 2004). Tales investigaciones condujeron al planteo de ecuaciones para el cálculo del rendimiento en equipos CFL pero no se focalizaron en generar una herramienta de cálculo termo – económico. En algunos casos, algunos modelos se desarrollan y emplean para el análisis pero no son publicados o bien no son posibles de reutilización dada la especificidad con la que son desarrollados.

Un trabajo realizado por Mills y Morrison (2000) sobre un CFL con set de tubos evacuados al vacío en el absorbedor, similar a los empleados en los equipos de agua caliente de alto rendimiento (calefones solares tipo heat pipe), se basó en la asunción de que estos sistemas pueden trabajar de manera similar a las calderas pero sin la posibilidad de generar vapor sobrecalentado, desarrollando así la librería *TRNAus* para su uso en el programa TRNSYS en sistemas Fresnel lineales (Klein, 1979). Este trabajo se limita a la configuración del absorbedor y del campo solar.

Son muchos los trabajos disponibles en la literatura que comparan el rendimiento de plantas CFL con cilindro parabólicas (Morin et al., 2011, Haberle et al., 2002; Gharbi et al., 2011 y Giotri et al., 2011) y con tecnologías de torre central (Dersch et al., 2011). Tales modelos emplearon códigos de producción anual de energía eléctrica, aunque la disponibilidad de los mismos es generalmente limitada o requiere la reconstrucción de las configuraciones de planta usando librerías de subcomponentes. Morin et al. y Haberle et al. se encontraron con este problema al emplear el software *ColSim* (Wittwer et al. 2001). Lo mismo le sucedió a Giotri et al. al emplear *Thermoflex* (Thermoflow, 2012).

Modelar el rendimiento de una planta en un entorno de simulación, cómo *Col-Sim*, *Thermoflex* o *IPSEPro*, proporciona al usuario un alto grado de flexibilidad y detalle. No obstante, la implementación de los modelos también requiere de un cierto grado de destreza del usuario y un tiempo de configuración considerable. Debido a que estas herramientas no están diseñadas para la simulación transitoria, a menudo requieren post procesamiento para los efectos de arranque/parada y varias horas de simulación para

cálculos anuales, aunque el tiempo de simulación se puede reducir mediante el uso de simplificaciones en los modelos.

En este capítulo se emplea el modelo SAM para determinar el potencial de generación eléctrica de una planta CFL. El modelo más similar a SAM es *Greenius* (Dersch, 2010) desarrollado por el Centro Aeroespacial de Alemania (DLR). El modelo CFL está formulado como una extensión del modelo de cilindro parabólico, modificando las leyes de variación del índice modificador de ángulo de incidencia (IAM) para incluir efectos tanto longitudinales como transversales. El modelo asume un HTF de calor sensible similar a la formulación del cilindro parabólico, aunque el calor específico se puede ajustar para simular una configuración con menor inercia térmica (Dersch et al., 2010). Una versión gratuita de *Greenius* está disponible públicamente, aunque restringe el acceso a algunos parámetros y excluye algunas tecnologías que están disponibles en la versión completa.

La versión actual de SAM es la 2017.9.5. Requiere aproximadamente 900 MB de espacio en disco y se ejecuta en Windows 10, 8 y 7, OS X 10.9 o posterior. También está disponible para sistemas operativos Linux x84-64. En Windows, el programa de instalación de SAM instala automáticamente tanto la versión de 32 bits como la de 64 bits en el computador y los accesos directos del escritorio y del menú “Inicio” muestran a la versión que coincide con el sistema operativo del computador. Solo están disponibles versiones de 64 bits para OS X y Linux (<https://sam.nrel.gov/download>).

### 8.3. Base de datos climática y radiación solar

El modelo SAM emplea una base de datos del tipo TMY (año meteorológico típico) como entrada. Tal formato es empleado por la mayoría de los programas de simulación (Marion y Urban, 1995; Wilcox y Marion, 2008). Las bases de datos del tipo TMY2 y TMY3 consisten en un archivo específico de cada locación y cada uno contiene datos horarios derivados de mediciones en largos periodos. Los datos son procesados eligiendo los meses “típicos” que representan a las propiedades de los datos en el periodo de medición considerado. Algunos meses en los que ocurrieron eventos atípicos, como por ejemplo la erupción de un volcán, son excluidos del procesamiento y obtención del año típico, con el objetivo de asegurar de que el archivo o base de datos reflejan las condiciones climáticas de la locación. Sin embargo, para el análisis de proyectos financieros, esos eventos atípicos pueden derivar en el peor año afectando al proyecto en términos financieros. Debido a que los archivos TMY no incluyen datos de estos posibles peores años, pueden ser más apropiados para el análisis preliminar del diseño de un sistema que para las decisiones financieras. El uso de datos históricos durante varios años para modelar el rendimiento a largo plazo de un sistema, en lugar de un archivo TMY, garantiza que la predicción del rendimiento represente el peor caso posible de los años (Vignola et al., 2011).

SAM emplea diferentes bases de datos para la aplicación en el modelo de cálculo. Tales bases de datos son las siguientes:

- OpenEI U.S. Utility Rate Database, para las estructuras de tarifa de electricidad al por menor.
- NREL National Solar Radiation Database (NSRDB), para datos solares y condiciones climáticas. Es una colección completa de datos de irradiación meteorológica y solar para los Estados Unidos y una lista creciente de ubicaciones internacionales. Los datos están a disposición del público sin costo. La NSRDB proporciona información básica para apoyar los programas del Departamento de Energía de los Estados Unidos., la investigación y usuarios en general. Existen otros productos comparables disponibles por vendedores comerciales.
- NREL WIND Toolkit, para datos de viento.
- NREL Biofuels Atlas y DOE Billion Ton Update, para datos de biomasa (solo para Estados Unidos).

### 8.3.1. El programa Meteonorm

La base de datos climatológica y de radiación solar empleada para la simulación fue obtenida de la base de datos Meteonorm V7, debido a que la NSRDB no dispone del punto geográfico en tal ciudad. Más aun, gran parte de América del Sur no está disponible, incluyendo a la República Argentina en su totalidad. Es por ésta razón que se decidió usar la red de datos Meteonorm, descargando un archivo en extensión TMY. El programa Meteonorm genera años típicos, precisos y representativos para cualquier locación del planeta pudiéndose elegir más de treinta parámetros climáticos diferentes. La base de datos consta de mediciones realizadas por más de 8350 estaciones meteorológicas (figura 8.1), 5 satélites geoestacionarios y una climatología de aerosoles calibrada a nivel global. De las estaciones meteorológicas, 800 de ellas se distribuyen en América Central y América del Sur. Sobre esta base, se emplean modelos de interpolación para poder brindar la información en cualquier localidad que se desee.

La diferencia fundamental entre los datos generados por Meteonorm con los datos obtenidos de la red satelital CM-SAF (Climate Monitoring-Satellite Application Facility) es que la primera fuente combina datos satelitales contrastados con valores medidos en tierra y un algoritmo de ajuste. Los datos de CM-SAF son netamente satelitales y su empleo podría demandar contrastación terrestre. Además, la metodología de obtención del paquete de datos es diferente en ambas fuentes; mientras que Meteonorm genera una base de datos de año típico para la locación deseada, los datos provistos por la red CM-SAF se organizan de manera temporal por lo que el año típico debe ser generado en forma separada. Esta red de datos satelital fue empleada por Gonzáles et al. (2017) para la estimación de producción energética en base a tecnología cilindro parabólica en las ciudades de Salta capital y San Carlos. Trabajo en el que, usando los datos de dicha red satelital, se generó un año típico para cada sitio. Dicho año posee 365 días de 24 horas, los datos horarios son los valores promediados de los valores originales. Además, para obtener los valores de irradiancia directa normal al haz



Las estaciones meteorológicas con instrumentos de buena calidad y bien mantenidas, proporcionan los datos más precisos para la irradiación solar, que es el parámetro relevante para las aplicaciones de energía solar. Pero las estaciones meteorológicas no siempre se encuentran en las proximidades del sitio del proyecto y las series de tiempo pueden estar incompletas. En este contexto, los satélites se han convertido en una fuente valiosa de datos de irradiación solar, en particular en áreas con distribución escasa de estaciones meteorológicas. Sin embargo, este enfoque también incluye desventajas tales como la falta de otros parámetros meteorológicos, incertidumbres generadas por aerosoles, detección de capas de nubes múltiples, imprecisiones en áreas con nieve o presencia de huecos de información. No existe una regla estándar que indique cual fuente de datos es la mejor opción, por lo que es recomendable combinar múltiples fuentes de datos terrestres y satelitales para lograr la menor incertidumbre para la evaluación de recursos. Meteonorm incluye estaciones meteorológicas y datos satelitales.

#### 8.4. Modelo SAM aplicado en casos existentes

El equipo de desarrollo del modelo SAM ha realizado una serie de estudios de casos para proporcionar ejemplos específicos con el fin de guiar a los usuarios en la construcción de sus propios análisis. Estos estudios describen el proceso de adquisición de datos, la generación de un archivo SAM con entradas explícitas y el análisis de los resultados más destacados. En las figuras 8.3 y 8.4 se presentan los resultados de la simulación de dos plantas termo-solares icónicas: Andasol-1 de 50 MWe (cilindro parabólica, Aldeire – España) y Gemasolar de 19.9 MWe (Torre central, Fuentes de Andalucía – España), respectivamente. Las simulaciones de ambas plantas, realizadas en SAM, se encuentran disponibles en la carpeta de ejemplos incluida en los archivos de instalación del software.

Metric	SAM value	Reported Value	Difference (%)
Annual Energy	174,511,024 kWh	179,103,000 kWh	2.6%
PPA price	36.67 ¢/kWh	37.05 ¢/kWh	1.0%
LCOE Nominal	36.67 ¢/kWh		
LCOE Real	29.72 ¢/kWh		
Internal Rate of Return	12.00%		
Minimum DSCR	1.40		
Net Present Value	\$12,504,255		
Debt Fraction	71.43%		
Capacity Factor	40.20%	41.50%	1.3%
Gross to Net Conv. Factor	0.94		
Total Land Area	476.80 acres	481.85 acres	1.0%
Total Installed Cost (2006\$)	\$418,440,431	\$411,690,000	1.6%

Figura 8.3. Principales resultados de la simulación con el modelo SAM y comparación con valores reportados por Andasol-1.

Metric	SAM value	Reported Value	Difference (%)
Annual Energy	107,356,960 kWh	110,000,000 kWh	2.4%
Capacity Factor	70.4%	74%	3.6%
Gross to Net Conv. Factor	0.88		
Total Land Area	438.18 acres	457.00 acres	4.1%
Annual Water Usage	368,347 m <sup>3</sup>		

Figura 8.4. Principales resultados de la simulación con el modelo SAM y comparación con valores reportados por Gemasolar.

Se observa que para ambos casos, la diferencia porcentual entre los resultados es relativamente baja, inferior al 5% en todos parámetros. La interface SAM y su arquitectura de cálculo permite modelar una planta con cambios mínimos en los valores predeterminados, utilizando la información que se ha puesto a disposición pública, aunque tal información sea escasa en la mayoría de los casos por tratarse de empresas privadas, como ser aspectos técnicos, rendimientos, know-how, patentes, coeficientes financieros, etc.

### 8.5. Diseño y simulación de una planta CFL de 15 MWe

En esta sección se describen los criterios de diseño que han de tenerse en cuenta para la simulación computacional en SAM de una planta de concentración solar de 15 MWe de potencia nominal.

#### 8.5.1. Plantas comerciales de concentración Fresnel lineal de referencia

Es posible simular computacionalmente una nueva planta tomando un caso base como referencia. Para esto, resulta conveniente que dicha planta de referencia esté emplazada en una región de condiciones climáticas similares a las del lugar donde se desea diseñar o emplazar la nueva planta. Como segundo criterio de referencia, se debe considerar la tecnología empleada y si la planta a diseñar consta con sistema de almacenamiento térmico o no. En la actualidad, la mayoría de las plantas comerciales se diseñan para generar energía eléctrica aprovechando la irradiación solar mientras que parte de la energía colectada se almacena en sales. Esto tiene como objetivo ampliar la capacidad de generación energética disminuyendo el costo nivelado (LCOE) además de aumentar el factor de capacidad, de modo de poder competir con los precios de generación fotovoltaica, que van cada vez en descenso. La tabla 8.1 muestra algunos casos de plantas que podrían considerarse como referencia (NREL–SolarPACES, [www.nrel.gov/csp/solarpaces/](http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/)) para la simulación en SAM de una planta CFL de 15 MWe.

Planta	Duhrsar	Puerto Errado 2	Urat	Zhangbei	Zhangbei
Tecnología	Fresnel lineal	Fresnel lineal	Fresnel lineal	Fresnel lineal	Fresnel lineal
Estado	En operación	En operación	En desarrollo	En desarrollo	En desarrollo
País	India	España	China	China	China
Ciudad	Dhursar	Calasparra	Urat Middle Banner	Zhangbei	Zhangjiakou

Tabla 8.1. Plantas CFL de referencia.

Planta	Duhsar	Puerto Errado 2	Urat	Zhangbei	Zhangbei
Superficie (hec.)	340	70	-	-	-
Recurso solar anual (kWh/m <sup>2</sup> )	-	2095	-	-	-
Producción anual (GWh)	280	49	-	-	-
PPA (USD/kWh)	0.18	0.31	-	-	-
Proyectista	Rajasthan Sun Technique Energy	Novatec Biosol AG	Huaneng North United Power Co., Ltd	Beijing TeraSolar Photothermal Technologies Co., Ltd	Beijing TeraSolar Photothermal Technologies Co., Ltd
Operador	Reliance Power	Tubo Sol PE 2, S.L.	Huaneng North United Power Co., Ltd	Zhangbei Huaqiang Zhaoyang Co., Ltd.	Zhangbei Huaqiang Zhaoyang Co., Ltd.
Apertura (m <sup>2</sup> )	-	302000	-	-	-
Líneas	-	28	-	-	-
Longitud (m)	-	940	-	-	-
Ancho de línea (m)	-	16	-	-	-
HTF	-	Agua	Aceite sintético	-	-
Potencia (MW)	125	30	50	50	50
Ciclo	Rankine a vapor	-	Rankine a vapor	Rankine a vapor	Rankine a vapor
Presión (bar)	-	55	-	-	-
Tipo de condensador	Condensador húmedo	Condensador seco	-	-	-
Tecnología de condensación	Torre de condensación	Condensador de aire	-	-	-
Almacenamiento	-	-	Sal fundida	-	-
Capacidad	-	0.5 horas	6 horas	14	14
Tipo de almacenamiento	-	Tanque Ruths	Tanque indirecto	Hormigón sólido	Hormigón sólido

Tabla 8.1 (Continuación). Plantas CFL de referencia.

### 8.5.2. Emplazamiento

Al igual que una central eléctrica convencional, las plantas solares comerciales inyectan la energía generada a la red de transmisión en 132 kV o 500 kV, de manera que aportan al Sistema Argentino de Interconexión (SADI) en la medida que tales líneas dispongan de capacidad de evacuación de potencia. Esto último se determina mediante un Estudio de Etapa 1, que es responsabilidad del oferente del proyecto a licitar y de índole netamente eléctrico, contemplando los siguientes aspectos.

- Flujo de cargas.
- Cortocircuitos.
- Estabilidad transitoria.
- Parámetros de línea para secuencia directa y homopolar.
- Gradientes superficiales máximos por subconductor.
- Radio interferencia y ruido audible.
- Campos eléctricos y magnéticos a nivel del suelo en la franja de servidumbre.



- Estudios de transitorios electromagnéticos de diseño de la compensación *shunt* del proyecto.
- Estudios de energización.

Tales estudios son requeridos por el Procedimiento Técnico N° 1 de CAMMESA y tienen como objeto la aprobación de la solicitud de autorización de un determinado proyecto de generación eléctrica y poder identificar posibles restricciones de transporte entre las distintas regiones del SADI que podrían ponerse de manifiesto a partir de la puesta en servicio de la central.

Además de la capacidad de transporte de la línea en la cual podría inyectarse la energía producida, se debe identificar la región con la suficiente extensión superficial para la instalación de los componentes del campo solar y el sistema de potencia. Un factor importante es la cercanía de tal región con las líneas eléctricas factibles de absorber la energía producida. Siguiendo este criterio, se ha identificado en la región una zona llana cuya superficie ronda las 3500 hectáreas por la cual pasa una línea eléctrica de transmisión en 132 kV. Tal línea tiene su origen en la estación transformadora (ET) Pampa Grande (Lat. -25.865, Long. -65.507) y finaliza en la ET Cafayate, cómo muestra la figura 8.5. Dicha estación es de rebaje a 33/13.2 kV (figura 8.6) de la cual salen dos alimentadores en 33 kV; uno que va a la ciudad de Cafayate y el otro a la ciudad de Cachi. Es este último alimentador el que pasa por la ciudad de San Carlos, paso previo por la ciudad de Animaná. El alimentador en 13.2 kW se destina a la localidad de Esteco.

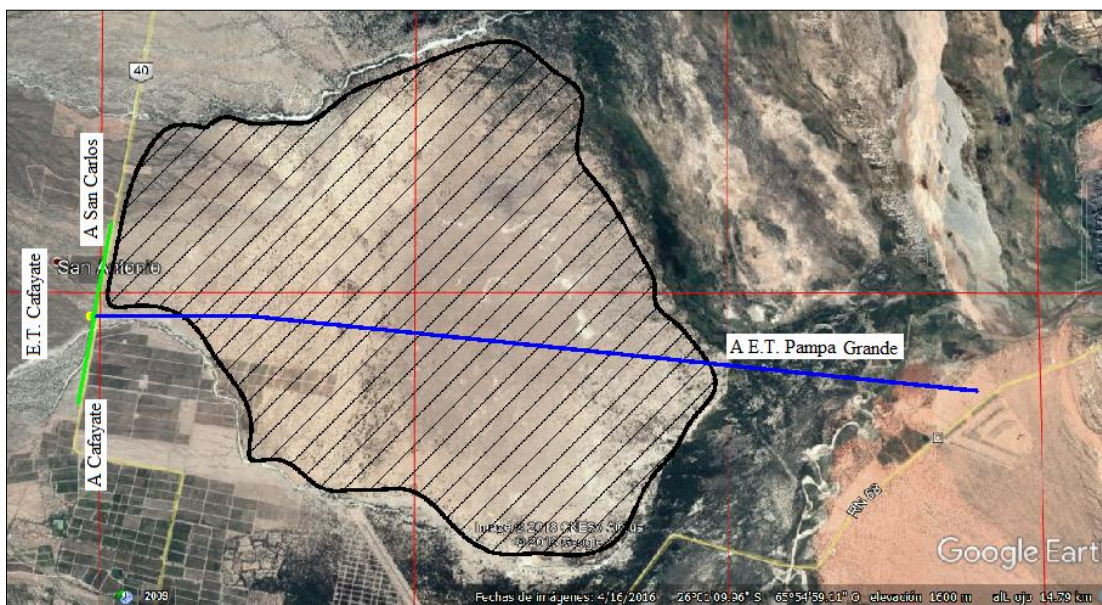


Figura 8.5. Región de posible emplazamiento de una planta CFL de 15 MWe.

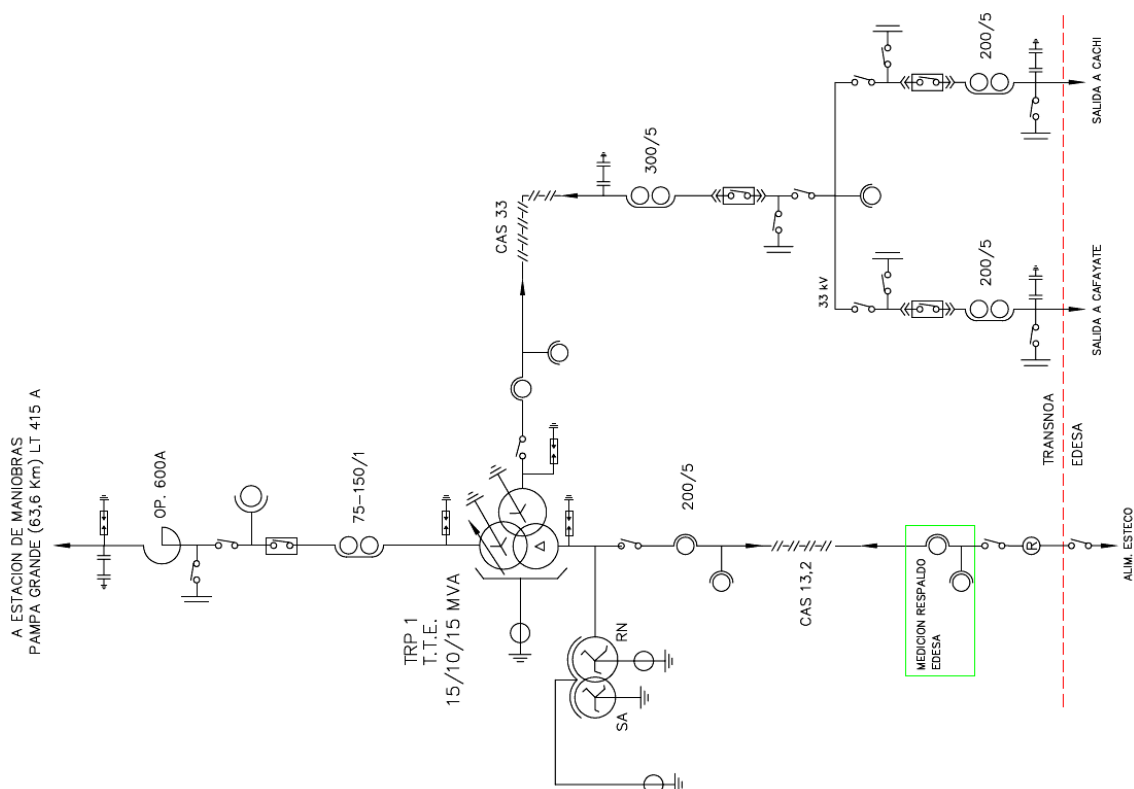


Figura 8.6. Diagrama unifilar de la ET 132/33/13.2 kV Cafayate. (Fuente CAMMESA, [https://aplic.cammesa.com/geosadi/data/3433\\_unifilar.pdf](https://aplic.cammesa.com/geosadi/data/3433_unifilar.pdf)).

El recurso solar anual en ésta región es de  $2050 \text{ kWh/m}^2$  (Lat.  $-26.02$ , Long.  $-65.94$ ). El valor de irradiación solar para la región de interés ha sido determinado mediante el Atlas de Radiación Solar de Salta (figura 8.7), elaborado a través del Proyecto de Investigación Plurianual 2015 – 2017 denominado “Sistema de soporte para la toma de decisiones en Energías Renovables (Salta – Argentina)”, desarrollado en el marco del Convenio de Investigación y Desarrollo entre el Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas y la Secretaria de Energía de la Provincia de Salta (Expediente N° 4541/16).

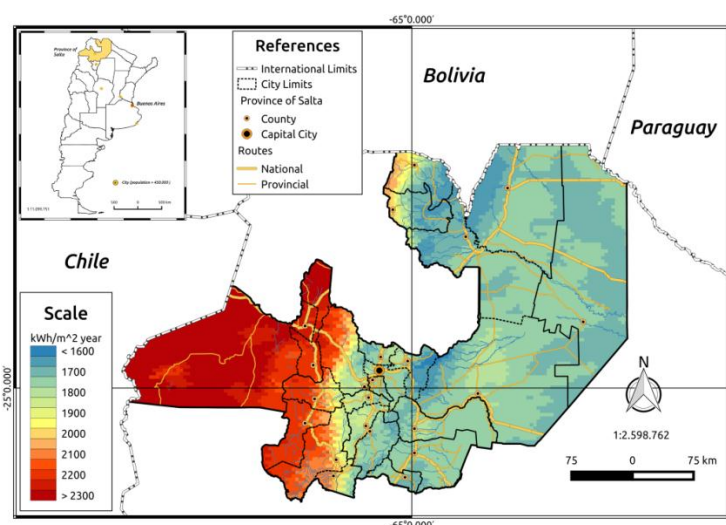


Figura 8.7. Atlas de irradiación anual promedio de la Provincia de Salta.

Los principales resultados de este trabajo de mapeo y la descripción de la metodología empleada para la elaboración del mismo se encuentran en Sarmiento et al. (2018).

### 8.5.3. Definición de parámetros del campo solar

Dimensionar el campo solar en SAM implica determinar la superficie de espejos (área de apertura) en una determinada localidad. En general, el incremento del área de espejos incrementa la potencia de salida pero incrementando el costo nivelado de la energía eléctrica (LCOE). Cuando el recurso solar es suficiente, un campo solar demasiado extenso producirá más energía térmica de la que el bloque de potencia y los demás componentes del sistema pueden *manejar*. Además, a medida que el tamaño del campo solar aumenta más allá de cierto punto, la relación costo/rendimiento se acrecienta. Una superficie de espejos óptima será aquella que cumpla con los siguientes requerimientos.

- Maximizar la cantidad de tiempo en el año en que el campo solar genera suficiente energía para lograr que el bloque de generación eléctrica alcance su potencia nominal.
- Minimizar los costos de instalación y operación.
- Emplear la energía térmica almacenada y el sistema de *backup* convencional (si corresponde) de manera eficiente y al menor costo.

El problema de elegir un área de campo solar óptima implica analizar la compensación entre un campo solar más grande que maximiza la producción eléctrica del sistema y los ingresos del proyecto, y un campo más pequeño que minimiza los costos de instalación y operación. Por otro lado, el LCOE es una medida útil para optimizar el tamaño del campo solar porque en su definición incluye la cantidad de electricidad generada por el sistema, los costos de instalación del proyecto y el costo de operación y mantenimiento del sistema a lo largo de su vida útil (CAPEX y OPEX). La optimización del campo solar implica encontrar el área de apertura que da como resultado el LCOE más bajo. Para sistemas con almacenamiento térmico, la optimización implica encontrar la combinación de área de campo y capacidad de almacenamiento (o múltiple solar, MS) que resulta en el LCOE más bajo (Jorgenson et al., 2014; Mehos et al., 2016).

El modelo SAM permite dimensionar el área de apertura solar mediante dos opciones de diseño:

- Opción 1: Dimensionamiento basado en el MS. Permite dimensionar el área de apertura solar como un múltiple de la capacidad nominal del bloque de potencia (generación de diseño). Especificando el MS, SAM calcula el área necesaria de espejos para la generación de potencia requerida y el almacenamiento térmico necesario acorde a la capacidad establecida en horas.
- Opción 2: Dimensionamiento basado en el área de apertura. En este caso se debe especificar explícitamente cual será el área de espejos que necesita la planta. SAM determina cual será el MS necesario para suplir la demanda térmica del bloque de potencia y del sistema de acumulación.

Si el análisis involucra un área de campo solar conocida, se debe usar la Opción 2 para especificar el área de apertura del campo solar explícitamente. Pero si el análisis implica optimizar el área del campo solar para una ubicación específica o elegir una combinación óptima del área de apertura del campo solar y la capacidad de almacenamiento de energía térmica, se debe considerar la Opción 1 y definir el MS.

El MS permite representar al área de apertura solar en proporción a la capacidad nominal del bloque de potencia. Un MS igual a 1 representa al área de apertura que, cuando la irradiancia solar es igual al valor de diseño, genera la energía térmica requerida para que el bloque de potencia opere en su capacidad nominal, considerando las pérdidas térmicas y ópticas. Debido a que en cualquier ubicación dada, la cantidad de horas en un año en que el recurso solar real es igual al valor de irradiancia de diseño es probable que sea pequeña, un campo solar con  $MS = 1$  raramente conducirá al bloque de generación a su capacidad nominal. Al aumentar el múltiplo solar ( $MS > 1$ ), se obtiene un campo solar que opera en su punto de diseño durante más horas del año y genera más electricidad. Por ejemplo, en un sistema con una potencia de diseño de 111 MWe, un  $MS = 1$  y sin almacenamiento térmico, la distribución en frecuencia (figura 8.8) muestra que el bloque de potencia nunca genera electricidad a su capacidad nominal sino que a menos del 80% de ésta, en la mayor parte del tiempo.

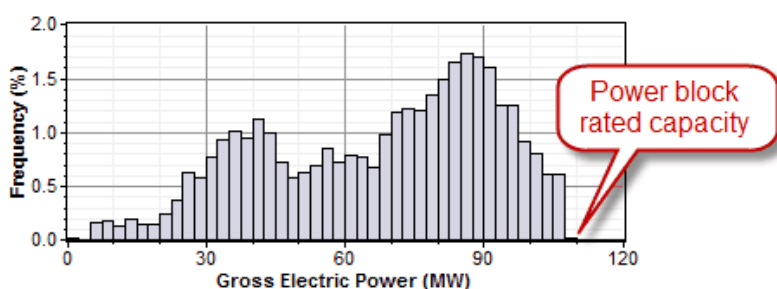


Figura 8.8. Distribución en frecuencia de la potencia generada con  $MS=1$ .

Para el mismo sistema con un  $MS=1.5$ , que permite minimizar el LCOE, el bloque de potencia genera electricidad a su capacidad nominal o ligeramente por encima de esta, casi el 15% del tiempo (figura 8.9).

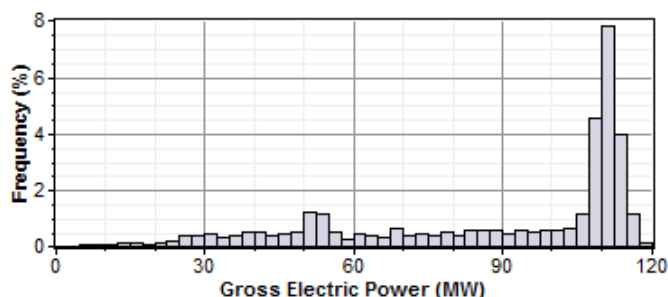


Figura 8.9. Distribución en frecuencia de la potencia generada con  $MS=1.5$ .

Para un sistema con almacenamiento térmico el MS óptimo resulta mayor y aumenta la cantidad de tiempo que el bloque de potencia opera a su capacidad nominal. Para un  $MS=1.75$ , la capacidad de almacenamiento óptima es de 3 horas y el bloque de potencia

opera a su capacidad nominal, o por encima de ésta, en más del 20% del tiempo (figura 8.10).

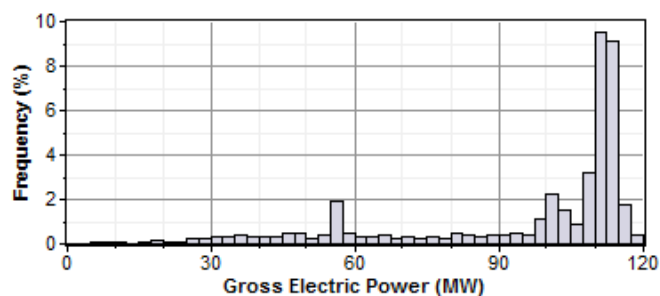


Figura 8.10. Distribución en frecuencia de la potencia generada con MS=1.75 y almacenamiento térmico.

Para el caso aquí abordado (CFL de 15 MWe nominal) se define un MS=1.97 y una capacidad de almacenamiento térmico de 6 horas, correspondiéndole un área de apertura de 155199 m<sup>2</sup> acorde al cálculo realizado por SAM, para un factor de ocupación de terreno de 1.6. Esta superficie espejada aún sigue siendo tentativa ya que también depende de las condiciones meteorológicas de diseño.

#### 8.5.4. Condiciones meteorológicas de diseño

Los valores de las condiciones meteorológicas de diseño son valores de referencia que representan al recurso solar en un lugar determinado para el dimensionamiento del campo solar. Las ecuaciones de dimensionamiento del campo solar requieren tres variables de referencia: temperatura ambiente, irradiancia directa normal (DNI) y velocidad del viento. Tales parámetros de diseño son necesarios para establecer la relación entre el área de apertura del campo solar, la capacidad nominal del bloque de potencia y el MS. SAM emplea los parámetros de diseño previamente definidos por el usuario para dimensionar el campo solar antes de ejecutar la simulación. Durante la simulación, el programa utiliza los datos del archivo meteorológico adoptado como base de datos para la localidad geográfica. La temperatura ambiente y velocidad de viento se usan para calcular las pérdidas de calor y no tienen un efecto significativo en los cálculos de dimensionamiento del campo solar. Los valores razonables para estas dos variables son la temperatura ambiente media anual medida y la velocidad del viento en la ubicación del proyecto.

El valor de la DNI de diseño, por otro lado, tiene un impacto significativo en el tamaño del campo solar. Por ejemplo, un sistema con condiciones de diseño de 25 °C, 5 m/s, 950 W/m<sup>2</sup>, un MS=2 y un bloque de potencia de 100 MWe, requiere un área de campo solar de 871940 m<sup>2</sup>. El mismo sistema con DNI de diseño de 800 W/m<sup>2</sup> requiere un área de campo solar de 1055350 m<sup>2</sup>. En general, el valor del DNI de diseño debe estar cerca del DNI real máximo esperado para la locación. La irradiancia de diseño puede determinarse mediante SAM realizando un análisis paramétrico de diversos coeficientes que caracterizan a la planta solar, como ser rendimiento global, múltiple solar, energía eléctrica generada, factor de capacidad, LCOE e inclusive consumo anual de agua.

## 8.5.5. Fluido calo-portador (HTF)

El HTF circula por el absorbedor colectando la energía térmica que alcanza la cavidad colectora y la transfiere en un intercambiador generando vapor, pudiendo almacenarse parte de la energía térmica en tanques para lo cual se desvía parte del caudal de HTF. SAM incluye las siguientes opciones en la biblioteca HTF: Caloria, Hitec XL, Therminol VP-1, Hitec salt, Dowtherm Q, Dowtherm RP, Therminol 59, y Therminol 66. Las propiedades termo físicas se resumen en la tabla 8.2. También es posible definir un tipo específico de HTF que no esté incluido en la biblioteca, para lo cual se necesita disponer de las propiedades termo físicas para diez temperaturas diferentes, provistas por el productor del fluido térmico.

Nombre	Tipo	T <sub>mín</sub> de operación	T <sub>máx</sub> de operación	Punto de congelamiento
		°C	°C	°C
Hitec Solar Salt	Sal de nitrato	238	593	238
Hitec	Sal de nitrato	142	538	142
Hitec XL	Sal de nitrato	120	500	120
Caloria HT 43	Hidrocarburo mineral	-12	315	-12
Therminol VP-1	Bifenilo y óxido de difenilo	12	400	12
Therminol 59	Sintético	-49	315	-68
Therminol 66	Terfenilo modificado	-3	345	-32
Dowtherm Q	Aceite sintético	-35	330	-
Dowtherm RP	Aceite sintético	n/a	330	-

Tabla 8.2. Propiedades termo físicas para diversos HTF. Límites de operación.

Las temperaturas máximas y mínimas de operación son brindadas por los fabricantes y se corresponde con las temperaturas límites a las cuales el HTF absorbe y cede energía de manera óptima. En algunos casos, la temperatura mínima de funcionamiento puede ser la misma que el punto de congelamiento. Sin embargo, en este punto el fluido es significativamente más viscoso que a las temperaturas de operación, por lo que es probable que la temperatura mínima de operación *óptima* sea más alta que el punto de congelamiento. El funcionamiento a temperaturas superiores al límite máximo puede provocar la degradación del HTF y no ser seguro. Para evitar esto, se puede incluir un margen de seguridad y utilizar un valor máximo ligeramente inferior al valor recomendado.

Para la simulación en SAM se emplea sal de la firma Hitec Solar Salt, compuesta de nitrato de sodio de alta pureza y sales de nitrato de potasio. Esta composición proporciona rendimiento térmico idéntico a la mezcla eutéctica (Hitec), pero a un costo menor. La principal ventaja es su capacidad para almacenar grandes cantidades de calor en un volumen pequeño. Esto se muestra por la densidad térmica de  $3.5 \text{ MJ/}^\circ\text{Cm}^3$ , aproximadamente 2.7 veces mayor que la mayoría de los fluidos de metal líquido. También es químicamente estable hasta  $593^\circ\text{C}$ . La tabla 8.3 muestra la composición de la sal seleccionada.



Componente	Mínimo %	Máximo %
NaNO <sub>3</sub>	59	61
KNO <sub>3</sub>	39	41
NaCl	-	0.30
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	-	0.30
CaO	-	0.03
MgO	-	0.03
SiO <sub>2</sub>	-	0.02
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	-	0.025
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	-	0.025
Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	-	0.15
Insolubles	-	0.06

Tabla 8.3. Composición de la sal Hitec Solar Salt.

#### 8.5.6. Rendimiento óptico

La eficiencia óptica del campo solar se encuentra en función del azimut solar y el ángulo cenital. El modelo SAM emplea una convención de ángulo azimutal solar donde el Norte verdadero es igual a  $-180^{\circ}/+180^{\circ}$  y el Sur es igual a  $0^{\circ}$ . El ángulo del cenit solar es cero cuando el sol está en su máxima altura solar y  $90^{\circ}$  cuando está en el horizonte. La eficiencia óptica se ve afectada por los índices modificadores del ángulo de incidencia (IAM) y tales índices pueden ser introducidos mediante una tabla, la cual puede contener una cantidad aleatoria de filas y columnas pero debe contener la suficiente información para definir el rendimiento del campo solar para todas las posiciones del sol en las cuales la planta deberá operar. Los valores de incidencia pueden modificarse en la interface de SAM (figura 8.11) o bien importarse desde el disco en formato de texto o del tipo Excel. La primera fila corresponde al ángulo cenital del sol mientras que la primera columna contiene la posición azimutal. Los índices modificadores del ángulo de incidencia están contenidos en la tabla, correspondiendo los valores en filas a los IAM longitudinales y IAM transversales a las columnas.

-Solar Position/Collector Incidence Angle Table

Import...

Export...

Copy

Paste

Rows:11

Cols:11

	0	10	20	30	40	50	60	70
0	1	0.97894	0.95382	0.94864	0.91162	0.86104	0.7036	0.48456
10	0.97791	0.95732	0.93275	0.92768	0.89148	0.84202	0.68806	0.47386
20	0.92189	0.90247	0.87932	0.87454	0.84041	0.79378	0.64864	0.44671
30	0.83049	0.813	0.79214	0.78784	0.75709	0.71509	0.58433	0.40242
40	0.70119	0.68642	0.66881	0.66518	0.63922	0.60375	0.49336	0.33977
50	0.5336	0.52236	0.50896	0.50619	0.48644	0.45945	0.37544	0.25856
60	0.32563	0.31877	0.31059	0.30891	0.29685	0.28038	0.22911	0.15779
70	0.1173	0.11483	0.11188	0.11128	0.10693	0.101	0.08253	0.05684
80	0.01103	0.0108	0.01052	0.01046	0.01006	0.0095	0.00776	0.00534

Figura 8.11. Tabla de posición solar e índices de incidencia.

También se puede emplear la opción polinómica que describe la relación de los IAM con los ángulos de incidencia transversal y longitudinal,  $\Phi_T$  y  $\Phi_L$  respectivamente, según las ecuaciones 8.1 y 8.2.

$$IAM_T = C_0 + C_1\Phi_T + C_2\Phi_T^2 + C_3\Phi_T^3 + C_4\Phi_T^4 \quad 8.1$$

$$IAM_L = C_0 + C_1 \Phi_L + C_2 \Phi_L^2 + C_3 \Phi_L^3 + C_4 \Phi_L^4 \quad 8.2$$

El valor IAM total está dado por el producto de ambos índices y es este índice el que afecta al rendimiento óptico del sistema referido al ángulo de incidencia normal  $\eta_{op,0}$ , según la ecuación 8.3.

$$\eta_{op} = IAM \eta_{op,0} \quad 8.3$$

La determinación de los coeficientes  $C_0$ ,  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  y  $C_4$  se realiza mediante software especializado en trazado de rayos, (Zhu, 2013; Giotri et al., 2013). Por lo tanto, las curvas IAM son propias y características de cada equipo en particular por lo que los resultados del trazado de rayos dependen exclusivamente del diseño geométrico de los sistemas CFL. Debido a que la planta que se simula en este capítulo no existe físicamente, se adoptan los coeficientes IAM que el SAM ofrece por defecto y cuya variación con el ángulo cenital y azimutal se muestra en la figura 8.12.

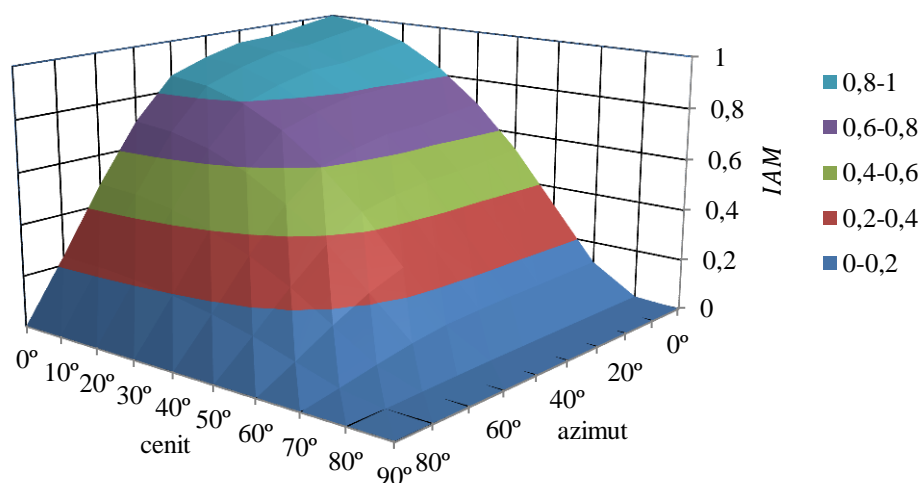


Figura 8.12. Índices IAM en función del ángulo cenital y azimutal de la posición del sol.

#### 8.5.7. Almacenamiento térmico

El sistema de almacenamiento térmico capta el calor en el campo solar mediante un medio líquido y lo deposita en tanques aislados térmicamente del exterior. La energía calórica almacenada se emplea luego para la producción de vapor que es introducido en el bloque de potencia para la generación eléctrica durante los periodos de baja irradiación solar o durante la noche. Este tipo de sistemas es beneficioso en muchos lugares donde el pico de demanda eléctrica ocurre después de la puesta del sol.

Se pueden distinguir dos tipos de sistemas de almacenamiento: los directos y los indirectos. El primero de ellos, el calor que colecta el campo solar se almacena en el mismo fluido caloportador, actuando este como medio de almacenamiento. Los sistemas indirectos son los más usados en la actualidad. En estos se emplean dos fluidos por separado, siendo uno de ellos el que circula por el campo solar, colecta la energía térmica y la deposita en tanques de almacenamiento térmico y luego, mediante un intercambiador de calor, se transfiere al fluido de potencia para la generación eléctrica.



El sistema de almacenamiento térmico consiste en uno o más pares de tanques, bombas de circulación de fluido, y dependiendo del diseño, intercambiadores térmicos. Cada par de tanques consiste en uno *caliente* para almacenar el calor proveniente del campo solar y uno *frío* que se encarga de alojar al fluido después de que este entregó su energía térmica en el bloque de potencia (sistemas directos) o en el intercambiador de calor (sistemas indirectos).

La capacidad térmica se expresa como la cantidad de horas en las que el sistema de almacenamiento térmico despacha su energía al nivel de diseño del bloque de potencia. Por otro lado, la capacidad térmica  $C$  en  $MWh_{th}$  es el número de horas de almacenamiento  $t_{full}$  multiplicada por la potencia de diseño  $\dot{W}_{des}$  del bloque de potencia (ecuación 8.4) y permite calcular la máxima capacidad de almacenamiento térmico del sistema a la eficiencia de la turbina  $\eta_{des}$ . En base a estos parámetros, SAM calcula el volumen total del fluido caloportador  $V_{TES}$  que deberán contener los tanques de almacenamiento, calientes y fríos (ecuación 8.5). A su vez, cada tanque debe disponer de un nivel mínimo de fluido  $h_{min}$  para el cual el volumen mínimo  $V_{min}$  estará dado por la ecuación 8.6, como una proporción entre la altura mínima preestablecida y la altura máxima  $h_t$  correspondiente al máximo volumen necesario, muchas veces coincidente con la altura del tanque.

$$C = \frac{\dot{W}_{des}}{\eta_{des}} t_{full} \quad 8.4$$

$$V_{TES} = \frac{C \cdot 10^6 \cdot 3600}{\rho_{HTF} C_{HTF} \mu_{hx} [(T_{sf,out} - T_{hx,hot}) - (T_{sf,in} - T_{hx,cold})]} \quad 8.5$$

$$V_{min} = V_{TES} \frac{h_{min}}{h_t} \quad 8.6$$

Por lo tanto, el diámetro de cada tanque dependerá de éstos parámetros y se define mediante la ecuación 8.7, en función de la cantidad de pares de tanques  $N_p$  que se adopte para el manejo del fluido caloportador y su desempeño térmico.

$$D_t = 2 \sqrt{\frac{V_{TES}}{\pi h_t N_p}} \quad 8.7$$

$\rho_{HTF}$ ,  $C_{HTF}$  y  $\mu_{hx}$  son la densidad, el calor específico y el coeficiente de intercambio térmico del fluido caloportador, respectivamente. Las temperaturas  $T_{sf,in}$  y  $T_{sf,out}$  se corresponden con la entrada y salida del fluido caloportador en el campo solar mientras que  $T_{hx,hot}$  y  $T_{hx,cold}$  se corresponden con las temperaturas del fluido en los tanques calientes y fríos, respectivamente.

#### 8.5.8. Despacho de energía térmica y demanda a cubrir

En el comienzo de cada hora simulada, SAM controla la cantidad de energía térmica disponible en el almacenamiento y decide si es suficiente o no para la generación eléctrica. Para cada periodo de despacho, existen dos condiciones para el arranque o continuación de la producción energética: una para periodos de asolamiento (fracción de

despacho térmico con energía solar) y otro para periodos de ausencia solar (fracción de despacho térmico sin energía solar). Tales fracciones representan qué parte de la energía térmica almacenada se destina para la generación de potencia en los periodos de horas definidos en un esquema de despacho energético.

Durante los periodos de asolamiento, y cuando la energía proveniente del campo solar es insuficiente para la generación eléctrica para los requerimientos de la demanda, el sistema despacha energía solamente cuando la energía almacenada es mayor o igual a la requerida. Para los casos en que no se dispone de energía solar, la producción eléctrica no será posible a menos que la energía térmica almacenada sea mayor o igual a la requerida por la demanda eléctrica.

También es posible definir una fracción de la potencia nominal de la turbina a la que está operando. Un valor igual a 1 indica que la turbina opera a su potencia nominal. Para los periodos en que la energía solar es insuficiente para lograr que el bloque de potencia genere la energía eléctrica necesaria, se emplea la energía proveniente del campo solar en conjunto con la disponible en el sistema de almacenamiento. De manera inversa, cuando el recurso solar supera al necesario para la generación eléctrica, el bloque de potencia opera en condiciones normales mientras que el excedente de energía térmica se almacena en el tanque caliente. Si el sistema de almacenamiento está a su capacidad nominal, los colectores solares en el campo se desenfocan y esto se especifica en la interface de SAM mediante una estrategia de desenfoque que puede ser secuenciada o simultánea, y reducir de esta manera la energía térmica contenida en el fluido caloportador al abandonar el absorbedor.

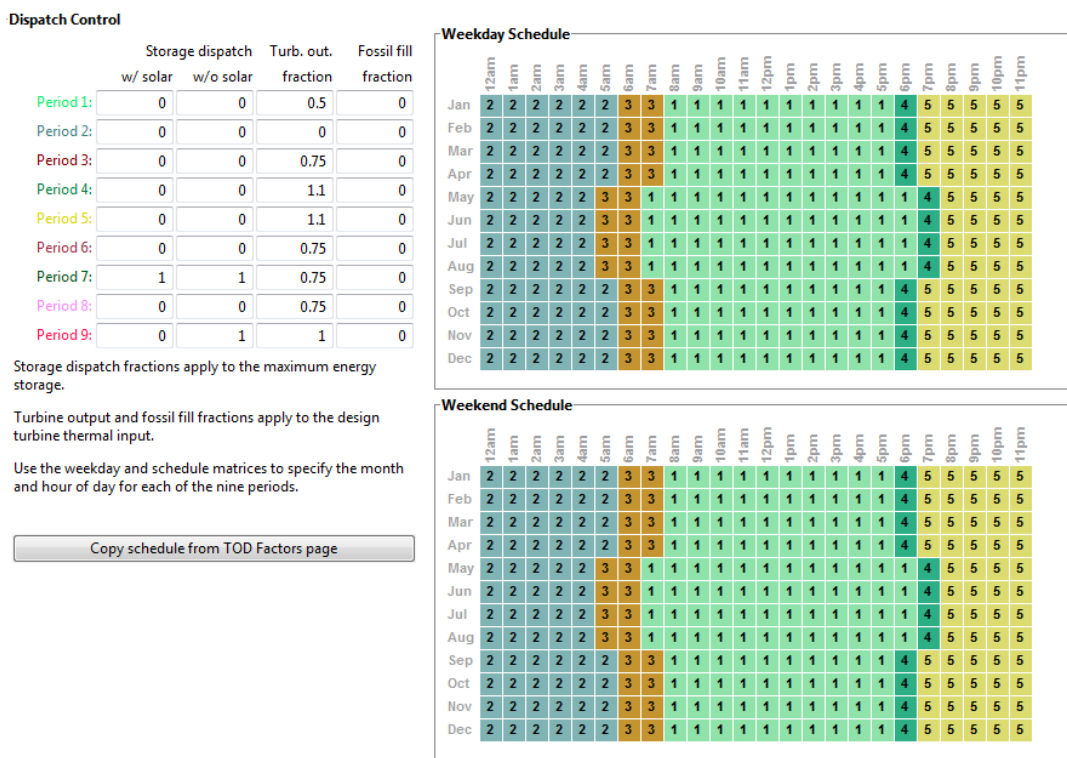


Figura 8.13. Esquema de despacho térmico para el sistema CFL propuesto.

El despacho de energía se controla configurando los parámetros de despacho en SAM, siendo posible adoptar una estrategia para días claros cuando el almacenamiento térmico está a una determinada capacidad que permite arrancar la planta temprano en la mañana además de la producción eléctrica en horas de consumo pico por la tarde (figura 8.13). Esta configuración en los coeficientes de despacho depende de la potencia que la planta deberá aportar a la red en función de la demanda o consumo y de las instrucciones que desde CAMMESA se emanen para la generación y posterior inyección de energía. La demanda en MW sobre la línea en 132 kV donde se emplazaría la planta se presenta en la figura 8.14 para los días de máximo consumo eléctrico correspondientes a los meses de Enero, Febrero, Junio, Julio y Diciembre. Los datos del flujo de potencia se encuentran disponibles en el sitio web de CAMMESA y los mismos se actualizan cada 15 minutos.

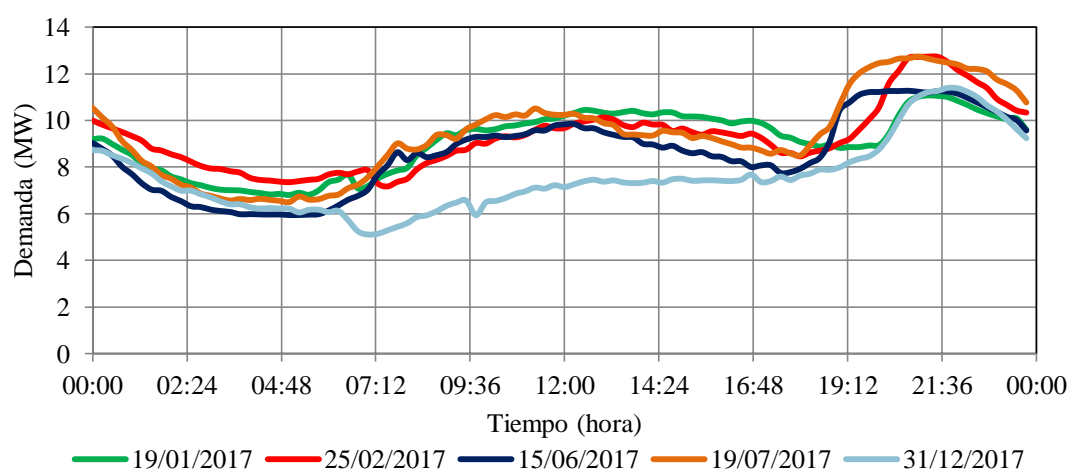


Figura 8.14. Demanda de potencia eléctrica en E.T. Cafayate. (Fuente: CAMMESA).

Se observa que los picos máximos se producen en horarios de la noche, alrededor de las 21 horas y este patrón de consumo es similar en todo el país. También se observa una regularidad en la curva de demanda eléctrica intermensual con un primer pico en horas del medio día que supera los 10 MW y el máximo pico situado alrededor de los 13 MW. El consumo energético para los mismos días se observa en la figura 8.15 en la que se manifiesta nuevamente la regularidad de consumo máximo para tales fechas. En base a los datos de consumo recolectados del sitio web de CAMMESA, se presenta en la figura 8.16 la demanda de energía en GWh mensual que tuvo lugar en los mismos meses.

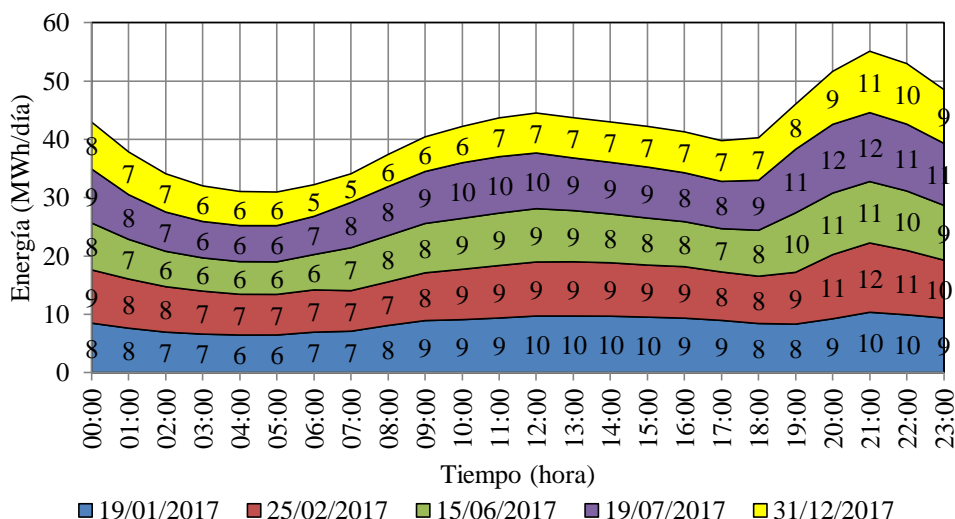


Figura 8.15. Energía demandada en MWh para los días de consumo máximo.

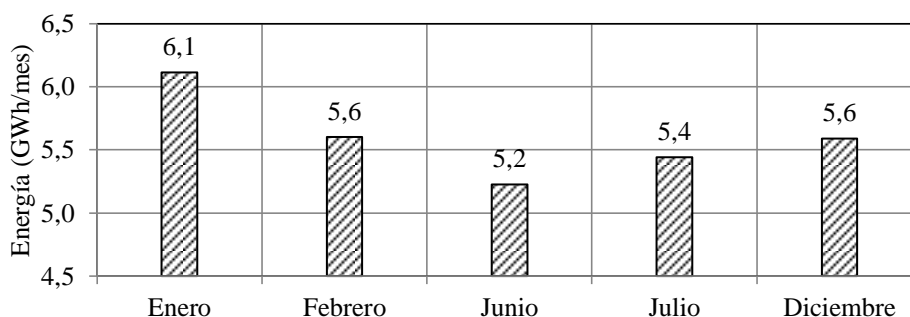


Figura 8.16. Consumo energético acumulado mensual.

Estos valores de demanda energética mensual son los registrados para la E. T. Cafayate, representando los límites de máximo y mínimo consumo eléctrico en consonancia con los meses de verano e invierno. Por lo tanto, la planta debe ser capaz de cubrir un pico máximo del rango de 13 – 15 MW y una potencia de valle que ronda los 5 – 6 MW. La energía eléctrica mensual a abastecer se comprende en el rango de 5 – 6 GWh, lo que conduce a unos 80 GWh/año en promedio. Dado que este último parámetro contempla el consumo energético en horas de la noche-madrugada, y que la planta Fresnel que aquí se plantea posee una capacidad térmica de 6 horas para cubrir el pico de demanda máxima, parte de la energía a abastecer será aportada por el mismo sistema eléctrico.

#### 8.5.9. Costo de instalación, operación y mantenimiento

En Argentina no existe experiencia de construcción de centrales termo solares por lo cual no se disponen de datos directos sobre los costos que están involucrados en su construcción. Para determinar los costos de inversión a nivel pre-factibilidad que se presentan en esta sección se tomaron los informes generados por la International Renewable Energy Agency (IRENA, 2012 y 2017). Las plantas termosolares con acumulación térmica tienen un mayor costo de inversión específico comparado con las que no tienen acumulación, debido a los costos de los acumuladores y a un mayor campo de espejos. Pero el mayor factor de capacidad genera un menor costo de la energía.

De los costos disponibles en la Base de Datos de Costos de IRENA para el período 1984 – 2016 se desprende que para sistemas de canales parabólicos sin acumulación térmica los costos del kW instalado se encuentran entre 2550 y 11265 U\$/kW. Y que para sistemas con acumulación entre 4 y 8 horas, los costos varían de 6050 a 13150 U\$/kW. Para el presente caso de análisis se establece un costo de instalación de 5000 U\$/kW.

Los costos de operación y mantenimiento (O&M) de las centrales termosolares son bajos comparados con los de las centrales térmicas convencionales. Estos costos en general no están disponibles públicamente. Sin embargo, es aceptado, según el estudio de IRENA, tomar el costo de O&M de 0.04 U\$/kWh. Este valor incluye el reemplazo de espejos debido a la rotura de vidrios, el cual es un componente significativo de los costos de mantenimiento, así como la limpieza de los espejos. También lo son los seguros los cuales pueden considerarse un 0.5% de la inversión. Además, se considera un costo fijo de operación anual de la planta de 50 U\$/kWh.

#### *8.5.10. Costo normalizado de la electricidad*

Un indicador económico de gran utilidad es el costo normalizado de producción de electricidad (LCOE por sus siglas en inglés), el cual permite comparar opciones tecnológicas desde un punto de vista económico. El LCOE se define como el valor que habría que asignar a cada unidad de energía producida por una central (kWh), a lo largo de un determinado período, para igualar a los costos totales incurridos durante dicho período. Se calcula realizando la anualización actualizada de los costos de inversión y mantenimiento del equipo dividida la energía generada en un año. El costo anualizado se obtiene actualizando los costos anuales de inversión, operación y mantenimiento, que ocurren en distintos momentos del proyecto, utilizando la tasa de descuento pertinente.

Según IRENA, los valores de LCOE de las centrales termosolares con acumulación térmica construidas en 2015 y 2016 son próximos a los 0.20 U\$/kWh, con tendencia a continuar descendiendo en el futuro, como se indica en la figura 8.17, en la que también se muestra la tendencias en los valores de LCOE para tecnologías solares fotovoltaicas y eólicas. Es importante remarcar que los costos normalizados para las tecnologías en base renovable se encuentran dentro del rango global de LCOE para plantas convencionales.

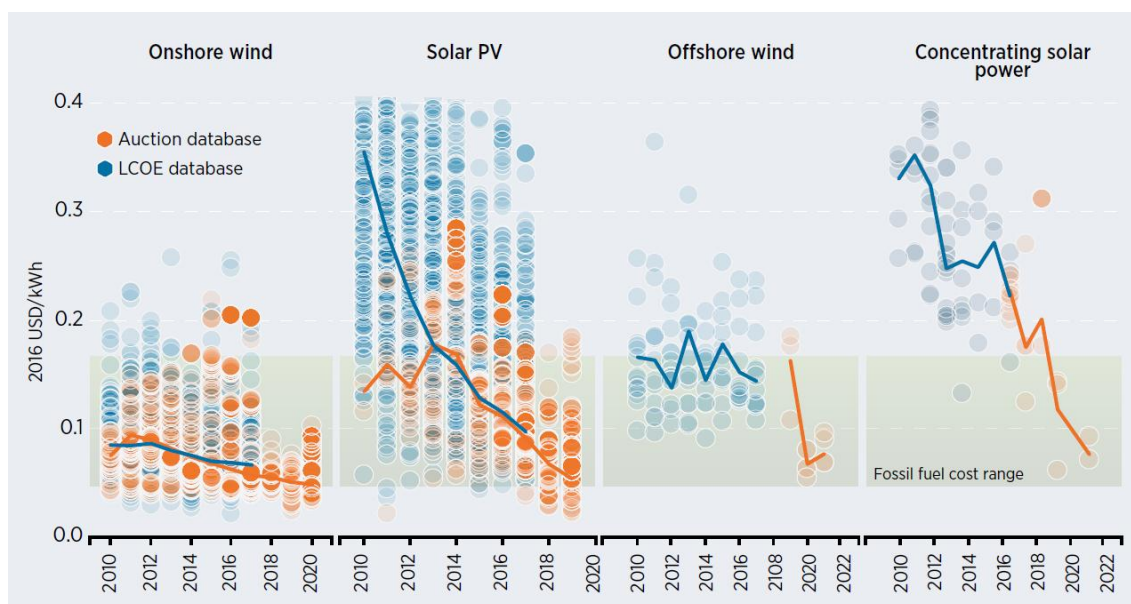


Figura 8.17. LCOE de proyectos solares y eólicos. Tendencia 2010 – 2022.

El SAM determina dos tipos de LCOE, uno ajustado a la inflación anual de la moneda (dólar) denominado LCOE real y el segundo, denominado LCOE nominal no contempla tal inflación anual, es decir, es el valor LCOE actual. La elección de uno u otro LCOE depende del análisis que se quiera llevar a cabo. Un LCOE real (constante) resulta apropiado para un estudio a largo plazo en el cual se considera la inflación anual durante la vida útil del proyecto, mientras que el LCOE nominal (actual) puede resultar más apropiado para proyectos de menor duración. En el presente análisis se considera el LCOE real y su cálculo se realiza mediante la ecuación 8.8 (Short et al, 1995).

$$LCOE = \frac{FCR * TCC * FOC}{AEP} + VOC \quad (8.8)$$

En donde  $FCR$  es la tasa de cargo fija,  $TCC$  el costo capital,  $FOC$  el costo anual de operación,  $AEP$  es la producción anual de electricidad y  $VOC$  es el costo de operación variable. La tasa de cargo fija  $FCR$  es el ingreso por cantidad de inversión requerida para cubrir el costo de inversión, la cual puede estimarse en un 8% como asunción financiera (Short et al, 1995). Este método es apropiado para las etapas preliminares del análisis de viabilidad de proyectos antes de tener detalles más refinados sobre los costos y la estructura financiera. Por otro lado, la tasa de cargo fija también puede definirse según la ecuación 8.9.

$$FCR = CRF * PFF * CFF \quad (8.9)$$

Siendo  $CRF$  el factor anual de recuperación de capital (asumido en 0.005),  $PFF$  el factor de financiamiento del proyecto (normalmente igual a 1) y  $CFF$  el factor de financiamiento a la construcción. Este último será igual a la unidad si los costos de construcción están incluidos en un 100% en la inversión inicial y si la tasa de interés nominal asociada a dichos costos es nula.

### 8.6. Resultados de la simulación

Con los parámetros de campo definidos, los coeficientes económicos preestablecidos y las asunciones financieras para el cálculo del LCOE de la planta, se simula en el SAM el sistema Fresnel linear aquí propuesto. Los resultados más generales se muestran en la tabla 8.4. El valor de LCOE obtenido para ésta planta resulta en el orden a los establecidos por los informes de IRENA correspondiente a las tendencias en costos a nivel global, para sistemas con almacenamiento térmico en 2018. Con respecto a la producción eléctrica, la planta aquí propuesta es capaz de generar una energía ligeramente superior a los 32 GWh por año a un factor de capacidad de 27.3 %. Esta cantidad de energía representa el 40% de los 80 GWh/año que demanda la E. T. Cafayate, como se vio en la sección 8.5.8.

Por cuanto al consumo de agua, el SAM indica unos 3304 m<sup>3</sup> que se dividen en consumos por limpieza de espejos y el empleado en el condensador o torre de enfriamiento. Para el presente caso se definieron 120 lavados por año (aproximadamente 1 por cada tres días) y que resultan razonables por tratarse de una zona de polvo en suspensión y considerables vientos por la tarde. Por cada lavado de espejos se configuró un uso estándar de 0.02 l/m<sup>2</sup>.

Parámetro	Valor
Producción anual	32.24 GWh
Factor de capacidad	27.3%
Consumo anual de agua	3304 m <sup>3</sup>
LCOE	0.228 U\$/kWh

Tabla 8.4. Resultados generales de la simulación.

Para los sistemas de concentración solar (CSP), SAM muestra la relación entre la generación eléctrica anual del sistema (Net) y la producción eléctrica bruta del bloque de potencia (Gross). La diferencia entre los dos se debe a las pérdidas parásitas de las cargas eléctricas en el campo solar y al bloque de potencia para bombas, sistema de condensación, etc. Ambas potencias se muestran en la figura 8.18 en la que la potencia neta resulta negativa dados los consumos parásitos durante la noche y reduce la energía que es capaz de inyectar el sistema a la red eléctrica a lo largo de todo el funcionamiento de la planta.

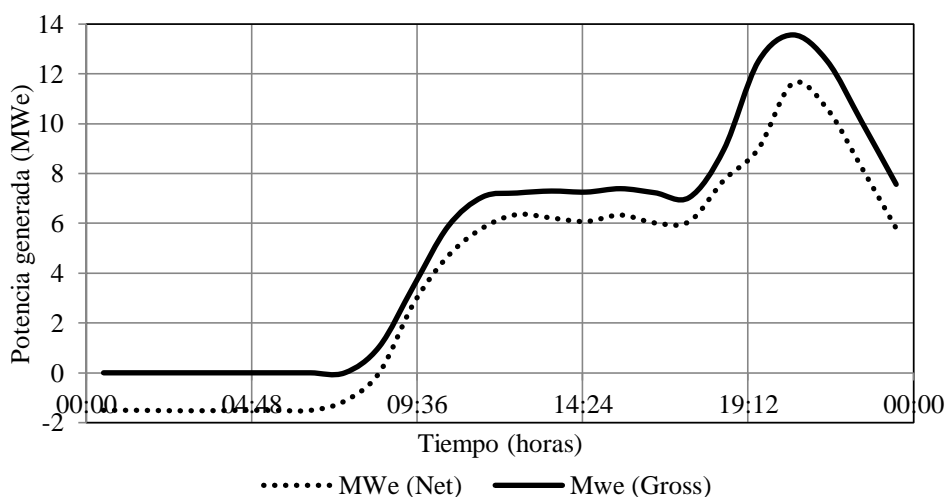


Figura 8.18. Perfil anual promedio de generación de potencia.

Puede observarse también que la estrategia de despacho termo – eléctrico adoptada permite a la planta generar energía en horas de la tarde, aportando al sistema eléctrico mientras tiene lugar el pico máximo de consumo. La variación de los volúmenes y temperaturas del HTF en los tanques frío y caliente se muestran en la figura 8.19. El fluido caloportador trabaja a una temperatura ligeramente superior a los 500 °C y se mantiene a ésta temperatura durante el ciclo de carga y descarga del tanque caliente. Lo mismo ocurre con el HTF en el tanque frío. Se observa además que durante las horas de sol, el tanque caliente no alcanza a llenarse completamente hasta el momento en que la energía térmica es requerida para la generación de potencia eléctrica. Este resulta un aspecto a mejorar en el diseño de la planta para una mejor administración del despacho térmico.

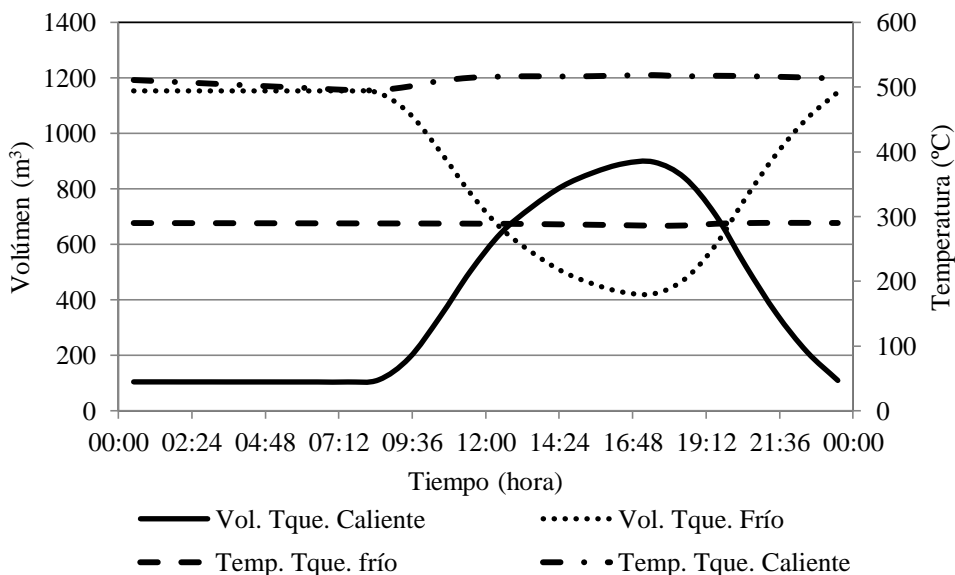


Figura 8.19. Variación de volúmenes y temperaturas del HTF. Perfil anual promedio.

La producción eléctrica mensual se muestra en la figura 8.20 y contempla la energía que la planta inyecta a la red de manera efectiva, considerando las pérdidas de conexión *net to grid*. Para ello, el SAM asume por defecto este valor en un 10% de la potencia



nominal del bloque de generación eléctrica, pudiendo ser editado acorde a las condiciones de proyecto. En la práctica, estas pérdidas pueden alcanzar un 6%. La producción anual establecida en 32.24 GWh se distribuye mensualmente como se indica, donde la mayor producción se presenta en los meses de primavera y verano.

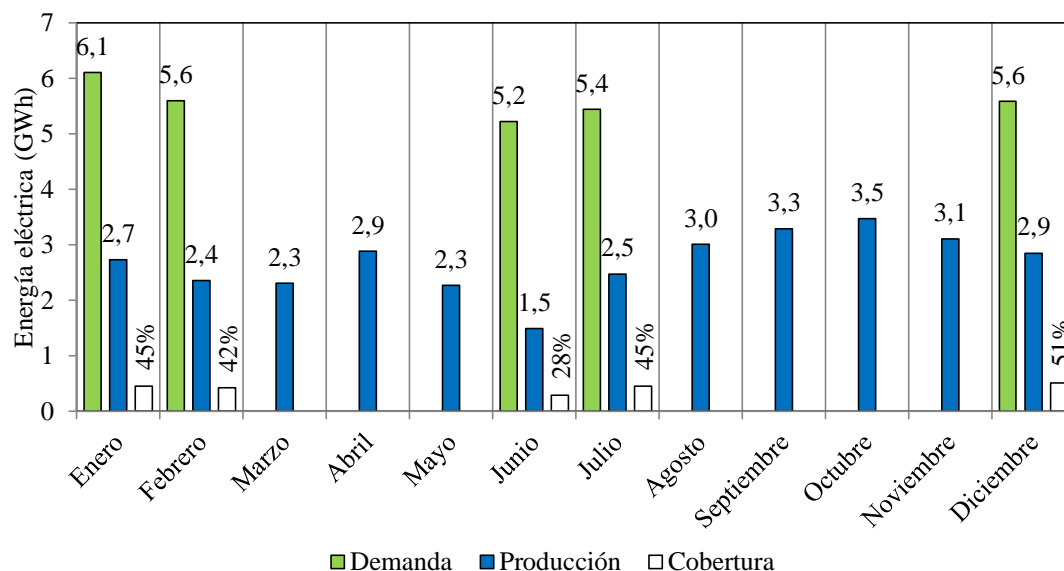


Figura 8.20. Producción eléctrica mensual y demanda de la red.

También están representadas las demandas eléctricas mensuales y se observa que para los meses, de los que se disponen datos, la generación eléctrica de la planta alcanza a cubrir hasta un 51% el consumo total en el mes de diciembre, siendo la cobertura más baja para el mes de junio con el 28% y esto se corresponde con que es el mes de menor irradiación solar.

El ciclo de potencia transforma la energía térmica en energía eléctrica con una determinada eficiencia global o de ciclo. En la figura 8.21 se muestra tal eficiencia para el sistema simulado, en un perfil anual promedio, observándose una eficiencia alrededor del 40% durante la mayoría de las horas en la que la planta está generando energía eléctrica y fundamentalmente durante el medio día solar con un notable descenso en las horas que produce electricidad para cubrir el consumo pico en la tarde-noche. Esta eficiencia global está asociada también con el hecho de que parte de la energía eléctrica generada se emplea para el autoabastecimiento de la planta y que se denominan consumos parasitarios, también representados en la figura 8.21. La mayoría de éstas pérdidas parasitas están comprendidas en el rango 0.5 – 0.1 MWe, observándose mayores pérdidas en el sistema de enfriamiento del agua de circulación en el bloque de potencia asociadas al proceso de condensación, alcanzando los 0.4 MWe.

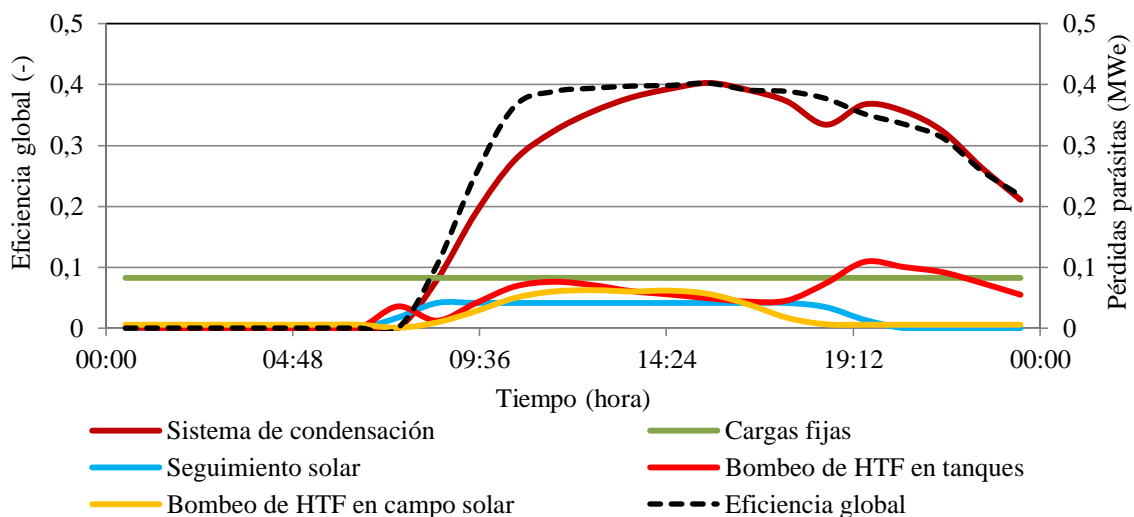


Figura 8.21. Eficiencia global del ciclo y pérdidas parásitarias de índole eléctrica.

Las pérdidas parásitas de la torre de enfriamiento son pérdidas eléctricas que ocurren cuando el bloque de potencia opera a carga parcial o total. Calculado como una función de la carga del bloque de potencia o estimadas en un 50% fijo de las pérdidas de diseño parásitas de la torre de refrigeración. El descenso en la eficiencia se ve fuertemente ligado a este consumo parásito y en segundo lugar al consumo eléctrico de las bombas de HTF en el momento del despacho térmico para la generación eléctrica. La pérdida parasita total se muestra en la figura 8.22 donde puede observarse que las mismas ascienden a 1 MWe en horas próximas al medio día local, mientras que la energía de pérdida asociada asciende a los 0.5 MWh, lo que se traduce en 183 MWh anuales que no son inyectados a la red eléctrica pero son necesarios para el funcionamiento de la central.

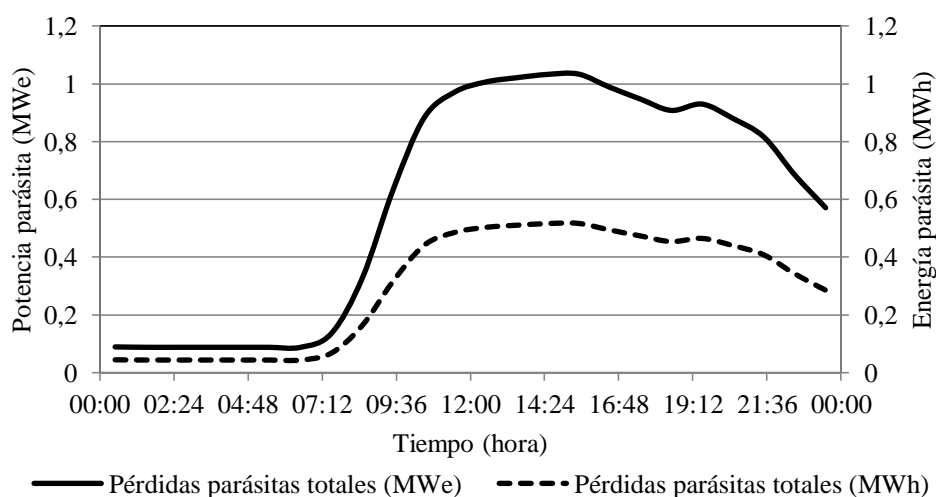


Figura 8.22. Potencia de consumo parásito y energía eléctrica asociada.

### 8.6.1. Análisis paramétrico

SAM permite realizar la variación de uno o más parámetros de manera simultánea para evaluar el comportamiento de las variables de salida de la central. Como se mencionó anteriormente, esto resulta útil a la hora de determinar qué parámetros influyen de

manera significativa en la métrica de la planta, tomando como referencia, por ejemplo, el LCOE o bien el consumo de agua anual, entre otras variables. Y esto depende fuertemente de los intereses del proyecto en cuestión, que normalmente son económicos y financieros. Como primera medida, se realiza el análisis paramétrico para diferentes irradiancias de diseño, que en un principio se había configurado en  $800 \text{ W/m}^2$ . En este caso, este valor se toma como valor central y se realizan simulaciones en paralelo para irradiancias de diseño de 600, 700, 900 y  $1000 \text{ W/m}^2$ . Esto resulta equivalente a *trasladar* la planta a regiones donde el recurso solar es diferente y analizar su comportamiento. En la tabla 8.5 se observan los resultados para este análisis paramétrico, en la que una irradiancia de diseño de  $600 \text{ W/m}^2$  conlleva a mejores condiciones de generación eléctrica, aumenta el factor de capacidad así como disminuye el LCOE. Como contra partida se obtiene un mayor consumo de agua, lo cual resulta muchas veces un factor gravitante e influye en el emplazamiento de la planta. No obstante, la diferencia entre el consumo de agua para  $600 \text{ W/m}^2$  y  $800 \text{ W/m}^2$  puede considerarse aceptable ( $422 \text{ m}^3$  anuales). Este parámetro deberá ser considerado en los estudios de impacto ambiental y a la vez, determinar si se cuenta o no con el recurso acuífero.

Con respecto al múltiple solar, y a una DNI de diseño establecida en  $800 \text{ W/m}^2$ , puede observarse una mayor producción eléctrica anual a menor LCOE conforme el MS aumenta, así como un mayor factor de capacidad, dado que se dispone de más energía térmica para despachar en la generación en horas pico. Al igual que en el caso anterior, se produce un aumento en el consumo de agua alrededor de  $306 \text{ m}^3$  con respecto al caso base (MS=1.97, DNI= $800 \text{ W/m}^2$ ). Cabe destacar que en este análisis paramétrico se mantuvieron las 6 horas de capacidad térmica o autonomía de generación en ausencia del recurso solar.

Como se vio en la ecuación 8.8, el LCOE se ve afectado de manera directa por los costos, de los cuales el que más incidencia tiene es el costo capital, por ser del orden de miles de U\$S por kilowatt instalado. Se realiza el análisis paramétrico manteniendo las condiciones de diseño de la planta pero suponiendo alternativas en los costos capitales del proyecto, observándose una fuerte variación en el valor de LCOE. Esto pone en evidencia que los costos capitales, que muchas veces dependen de la tecnología adquirida y de los contratos comerciales con los proveedores, deben reducirse al mínimo sin dejar de lado la calidad de los materiales y equipamientos adquiridos para el montaje de la planta y garantizar de cierto modo la vida útil de la misma.

Parámetro		Factor de capacidad (%)	Consumo anual de agua ( $\text{m}^3$ )	LCOE (\$/kWh)	Producción anual (GWh)
DNI ( $\text{W/m}^2$ )	600	28.552	3725.660	0.220	33.765
	700	28.419	3566.740	0.221	33.608
	<b>800</b>	<b>27.261</b>	<b>3303.660</b>	<b>0.228</b>	<b>32.239</b>
	900	26.231	3151.480	0.236	31.021
	1000	25.025	2951.780	0.245	29.594

Tabla 8.5. Resultados del análisis paramétrico. Caso base en formato negrita.

Parámetro		Factor de capacidad (%)	Consumo anual de agua (m <sup>3</sup> )	LCOE (\$/kWh)	Producción anual (GWh)
Múltiple solar	1.57	24.926	3004.200	0.246	29.477
	1.77	26.147	3165.410	0.236	30.922
	<b>1.97</b>	<b>27.261</b>	<b>3303.660</b>	<b>0.228</b>	<b>32.239</b>
	2.17	28.261	3492.490	0.222	33.422
	2.37	28.583	3609.900	0.220	33.802
Costo capital (U\$/kW)	1000	27.261	3303.660	0.094	32.239
	3000	27.261	3303.660	0.161	32.239
	<b>5000</b>	<b>27.261</b>	<b>3303.660</b>	<b>0.228</b>	<b>32.239</b>
	7000	27.261	3303.660	0.295	32.239
	9000	27.261	3303.660	0.362	32.239

Tabla 8.5 (Continuación). Resultados del análisis paramétrico. Caso base en formato negrita.

Resulta entonces que para la localidad de emplazamiento, es conveniente diseñar la planta, y particularmente el bloque de potencia, para irradiancias de diseño en torno a los 600 W/m<sup>2</sup>, a coste de un mayor consumo de agua. Este valor de irradiancia de diseño se encuentra en consonancia con los resultados obtenidos por Gea (2014) quién determinó una irradiancia de diseño de 640 W/m<sup>2</sup> para una planta Fresnel de 100 kWe, produciendo electricidad a un LCOE de 0.3 U\$/kWh con un factor de capacidad cercano a 0.45. Por otro lado, múltiples solares mayores conllevarían a costos capitales mayores pero esto se compensa con LCOE más bajos dado que la planta incrementa su capacidad de almacenamiento y despacho térmico para la generación de potencia, incrementando el factor de capacidad.

## 8.7. Conclusiones del capítulo

En este capítulo se ha planteado el diseño y simulación de una planta Fresnel de 15 MWe de potencia nominal, empleando el modelo SAM desarrollado por la NREL. Tal modelo ha sido validado en diversas oportunidades por los desarrolladores tomando casos existentes de plantas solares térmicas. Dado que la planta aquí propuesta no existe físicamente, se tomó como referencia algunas CSP que se encuentran operativas en la actualidad con el objeto de determinar, *a priori*, parámetros iniciales como ser la superficie de espejos, el múltiple solar y las horas de almacenamiento posibles según la potencia nominal. Según el modelo SAM, para una planta de 15 MWe nominales y 6 horas de capacidad térmica, se requiere un campo de espejos de 155199 m<sup>2</sup> y un múltiple solar de 1.97, acorde al recurso solar disponible y a las necesidades de generación eléctrica que surgen del análisis del consumo en la red en 132 kV donde la planta será conectada. En este sentido, se determina que el sistema CFL aquí propuesto es capaz de cubrir la demanda energética en el rango del 28 – 51% generando electricidad durante el día y cubriendo las horas pico de demanda.

La producción anual de energía eléctrica ronda los 32 GWh, la cual representa un 40% de la demanda anual total medida en la estación transformadora Cafayate. La energía

mensual producida por la planta se encuentra en el rango de 1.5 a 3.5 GWh según el mes y la irradiación disponible. En términos anuales, la producción eléctrica se realiza con una eficiencia de ciclo que supera el 40% y disminuye en las horas de consumo pico cuando el sistema genera electricidad empleando la energía térmica almacenada en los tanques de sales fundidas. Se tiene que por un lado se logra cubrir parte de la demanda pico, a un rendimiento global relativamente bajo pero a un LCOE de 0.228 U\$\$/kWh. Este valor de costo normalizado se encuentra dentro del rango competitivo en comparación con otras tecnologías de captación solar para la producción de energía eléctrica a nivel global relevadas por la agencia IRENA. Esto demarca la ventaja de disponer de un sistema de concentración solar con almacenamiento térmico.

Del análisis paramétrico se deduce que, para la locación establecida, un múltiple solar elevado en conjunto con una menor irradiancia de diseño con respecto al caso base mejora las condiciones de producción eléctrica anual a la vez que aumenta el factor de capacidad y disminuye el LCOE. Como contrapartida se tiene el aumento en el consumo de agua que se puede optimizar disminuyendo el número de veces por año en que se realiza la limpieza de los espejos y el agua destinada para tal tarea. En este escenario, y adoptando una irradiancia de diseño de  $600 \text{ W/m}^2$ , un múltiple solar de 2.37 pero con un régimen de limpieza de espejos definido en 90 veces por año (24% inferior al caso base) en el que el agua empleada en cada tarea de limpieza es de  $0.015 \text{ l/m}^2$  (25% inferior al caso base), se obtienen los resultados de la tabla 8.6, que representan un esquema de producción eléctrica mejorado con respecto al caso base y a una mitigación del uso de agua para limpieza e intercambio térmico en el sistema de condensación.

Parámetro	Valor
Producción anual	33.53 GWh
Factor de capacidad	28.3%
Consumo anual de agua	3663 $\text{m}^3$
LCOE	0.221 U\$\$/kWh

Tabla 8.6. Resultados de simulación ( $\text{DNI}=600 \text{ W/m}^2$  y  $\text{MS}=2.37$ ).

En cuanto al recurso solar, la región presenta un potencial energético interesante para la generación eléctrica empleando centrales no convencionales, además de la existencia de una línea de transmisión en 132 kV que, al ser de morfología radial y alimentar una sola estación transformadora con una potencia de consumo de 13 MWe, posee una capacidad de evacuación alrededor de 100 MWe, convirtiendo a la región en un polo de inyección de energía eléctrica y fomentando al desarrollo de las economías regionales fuertemente ligadas al turismo y a la gastronomía.

## 8.8. Referencias

- Abbas R., Montes M., Piera M., Martínez-Val J., 2012. Solar radiation concentration features in Linear Fresnel Reflector arrays. *Energy Conversion and Management*, 54 (1), pp. 133 – 144.
- Abbas R., Muñoz J., and Martínez-Val, J. 2012. Steady state thermal analysis of an innovative receiver for linear Fresnel reflectors. *Applied Energy*, 92, pp. 503 – 515.

- Blair N., Neises T., Ferguson T., Gilman P., Janzou S. System Advisor Model, SAM 2014.1.14: General Description. Technical Report. NREL/TP-6A20-61019. February 2014.
- CAMMESA. Compañía Administradora del Mercado Mayorista Eléctrico. Último acceso: 15/05/2018. [www.cammesa.com](http://www.cammesa.com).
- Carmona F., Orte P. F., Rivas R., Wolfram E., Kruse E. Development and Analysis of a New Solar Radiation Atlas for Argentina from Ground-Based Measurements and CERES\_SYN1deg data. The Egyptian Journal of Remote Sensing and Space Sciences (2017), <https://doi.org/10.1016/j.ejrs.2017.11.003>.
- Dersch J., 2010. Greenius User Manual. Tech. rep., DLR, Koln, Germany.
- Dersch J., Hennecke K., Quaschnig V. 2010. Greenius - a simulation tool for renewable energy utilization. In Proceedings of the 2010 SolarPaces International Symposium.
- Dersch J., Schwarzbozl P., Richert T. 2011. Annual yield analysis of solar tower power plants with GREENIUS. Journal of Solar Energy Engineering, 133(3), p. 031017.
- Dobos, A., Gilman P., Kasberg M. P50/P90. Analysis for Solar Energy Systems Using the System Advisor Model. Conference Paper. NREL/CP-6A20-54488. June 2012.
- Duffie J. A. y Beckman W. A. (2006). Solar engineering of thermal processes. 3<sup>rd</sup> Edition. New Jersey: John Wiley and Sons.
- Facao J., Oliveira A. C. 2009. Numerical simulation of a linear Fresnel solar collector concentrator". In 8<sup>th</sup> International Conference on Sustainable Energy Technologies, pp. 2–7.
- Flores Larsen S., Altamirano M., Hernández A. Heat loss of a trapezoidal cavity absorber for a linear Fresnel reflecting solar concentrator. Renewable Energy 39 (2012) 198 – 206.
- Gea M., (2014). Reflector Lineal Tipo Fresnel para la Generación Directa de Vapor de Agua. Tesis Doctoral. Facultad de Ciencias Exactas, Universidad Nacional de Salta, Argentina.
- Gharbi N. E., Derbal H., Bouaichaoui S., Said, N. 2011. A comparative study between parabolic trough collector and linear Fresnel reflector technologies. Energy Procedia, 6, pp. 565 – 572.
- Giostri A., Binotti M., Silva P., Macchi E., Manzolini G. 2011. Comparison of two linear collectors in solar thermal plants: parabolic trough vs Fresnel. In Proceedings of the ASME 2011 International Conference on Energy Sustainability.

- Giostri A., Binotti M., Silva P., Macchi E., Manzolini G. Comparison of two Linear Collectors in Solar Thermal Plants: Parabolic Trough Versus Fresnel. *Journal of Solar Energy Engineering*, 135 (2013) 011001 – 011001 – 9.
- González J. A., Lozano R. F., Hongn M. E., Durán G. J., Cinco P. E., Castro Vilela O. Fraidenraich N., Salazar G. A. Estimación de producción de energía eléctrica por una central solar de concentración de 1 MWe. Caso de estudio: provincia de Salta (Argentina). *Acta de la XL Reunión de Trabajo de la Asociación Argentina de Energías Renovables y Medio Ambiente Vol. 5*, pp. 08.243-08.251, 2017. ISBN 978-987-29873-0-5.
- Goswami R., Negi B., Sehgal H., Sootha G. 1990. Optical designs and concentration characteristics of a linear Fresnel reflector solar concentrator with a triangular absorber. *Solar Energy Materials*, 21(2-3), pp. 237 – 251.
- Grossi Gallegos H. y Righini R. (2007). *Atlas de Energía Solar de la República Argentina*. Universidad Nacional de Luján. Secretaría de Ciencia y Tecnología. Buenos Aires. Argentina. ISBN 978-987-9285-36-7.
- Haberle A., Zahler C., Lerchenmuller H., Mertins M., Wittwer C., Trieb F., and Dersch J. 2002. The Solarmundo line focusing Fresnel collector. Optical and thermal performance and cost calculations. In *Proceedings of the 2002 SolarPACES International Symposium*.
- Jorgenson J., Denholm P., Mehos M. Estimating the Value of Utility-Scale Solar Technologies in California Under a 40% Renewable Portfolio Standard. 32 pp.; NREL Report No. TP-6A20-61685 (2014).
- Klein S., 1979. TRNSYS, A transient system simulation program.
- Marion W., Urban K. Users's Manual for TMY2s. NREL, 1995. <http://rredc.nrel.gov/solar/pubs/tmy2/>.
- Mehos M., Turchi C, Jorgenson J., Denholm P., Ho C., Armijo K. On the Path to SunShot: Advancing Concentrating Solar Power Technology, Performance, and Dispatchability. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory. NREL/TP-5500-65688. <http://www.nrel.gov/docs/fy16osti/65688.pdf>. (2016).
- Mills D. R., and Morrison, G. L., 2000. Compact linear Fresnel reflector solar thermal power plants. *Solar Energy*, 68(3), pp. 263 – 283.
- Ministerio de Energía y Minería de la Nación, sitio web: Último acceso: 10/04/2018. <https://www.minem.gob.ar/www/833/25413/renovar-programa-de-energias-renovables.html>.
- Morin G., Dersch J., Platzer W., Eck M., and Hberle A. 2011. Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants. *Solar Energy*, 86, pp. 1–12.

- Pye J. D., 2008. SystemModelling of the Compact Linear Fresnel Reflector. PhD thesis, University of New South Wales.
- Renewable energy technologies: cost analysis series 2012. Concentrating Solar Power. Volume 1: Power Sector Issue 2/5 International Renewable Energy Agency Copyright (c). IRENA 2012.
- Renewable power generation costs in 2017. International Renewable Energy Agency Copyright (c). IRENA 2018. ISBN 978-92-9260-040-2.
- Reynolds D., 2004. An experimental and computational study of the heat loss characteristics of a trapezoidal cavity absorber. *Solar Energy*, 76(1-3), pp. 229–234.
- Salazar GA, Fraidenraich N, Alves de Oliveira CA, Castro Vilela O, Hongn M, Gordon J (2017). Analytic modeling of parabolic trough solar thermal power plants. *Energy* 138 (1), pp 1148-1156.
- Sarmiento N., Belmonte S., Dellicompagni P., Franco J., Escalante K. A Solar Irradiation GIS as Decision Support Tool for the Province of Salta, Argentina. *Renewable Energy*. 2018. (artículo aprobado para su publicación en revista 18/07/2018).
- Short W., Packey D. J., Holt T. (1995). *Manual for the Economic Evaluation of Energy Efficiency and Renewable Energy Technologies*. National Renewable Energy Laboratory. NREL/TP-462-5173.
- Ska-ET. <http://www.flagsol.com/flagsol/english/what-we-offer/products/collector/skal-et/skal-et-kopie610.html>.
- Thermoflow Inc., 2012. Thermoflow modeling software, [www.thermoflow.com](http://www.thermoflow.com).
- Vignola F., Grover C., Lemon N. Building a Bankable Solar Radiation Dataset Proceedings. Solar 2011, American Solar Energy Society, Raleigh, NC, 2011.
- Wilcox S., Marion W. User's Manual for TMY3 Data Sets. NREL Technical Report NREL/TP-581-43156, 2008.
- Wittwer C., Hube W., Schossig P., Wagner A., Kettner C., Mertins M., and Rittenhofer K. 2001. ColSim – A new simulation environment for complex system analysis and controllers. In Seventh International IBPSA Conference.
- Zhu G. Development of an analytical optical method for linear Fresnel collectors. *Solar VEnergy*. vol. 94, pp. 240 – 252. 2013.



# CONCLUSIONES FINALES

Esta tesis surge como una continuación de las tesis ya existentes sobre el CFL, en las que las condiciones de generación de vapor, así como los aspectos ópticos y constructivos del equipo íntegro, se estudiaron en profundidad mediante mediciones experimentales y simulaciones computacionales, determinando la capacidad de generación de vapor del equipo así como su rendimiento térmico. Bajo ésta perspectiva, el CFL es una novedosa herramienta para la producción de energía mediante el aprovechamiento de la energía solar y se muestra como una herramienta sólida a la hora de generar energía de potencia a gran escala. A nivel mundial, el número de proyectos que optan por esta tecnología va en aumento y en Argentina contamos con un grupo de trabajo sólido y con experiencia para afrontar este desafío con un equipo construido con elementos de producción nacional en un 100%.

Tomando lo anterior como punto de partida, se estudió en esta tesis la utilidad que se podría dar a la energía térmica contenida en el vapor generado por el sistema CFL de San Carlos, determinando así la potencialidad del mismo para la producción de agua desalinizada, generación eléctrica y calor de intercambio para procesos de secado. Se deduce que el uso del sistema Fresnel para proceso de secado solo se justifica –energéticamente hablando– si el vapor generado se emplea para generación eléctrica, desalinización de agua o acumulación térmica, previo a su inyección en el condensador, si el proceso principal es el secado de frutihortícolas. Esto se debe a que el secadero está provisto por un sistema de colección solar pasivo, siendo suficiente para su empleo en los procesos de secado. Bajo este escenario, el sistema Fresnel deberá ser empleado para generar vapor solamente para acumulación térmica, siendo ésta energía almacenada empleada en horas de la tarde o de ausencia solar para suplir la demanda energética en procesos y disminuir la quema de leña o carbón. Para los casos en los que el vapor se emplea para generación eléctrica y desalinización, la energía térmica contenida en el vapor residual no resulta suficiente para inyectar al aire en la cámara de secado a la temperatura óptima. Para lograr este objetivo, es necesario mezclar el aire caliente proveniente del condensador con el aire proveniente del colector pasivo.

En cuanto al estudio del bloque de potencia, se propone en la presente tesis un modelo para determinar la potencia mecánica que el motor a vapor es capaz de desarrollar para determinadas condiciones de carga mecánica, presión de admisión y caudal de vapor. También se desarrolló un modelo para estimar las pérdidas térmicas y poder inferir en la eficiencia térmica o global de la máquina. Los resultados de las simulaciones han sido contrastados con mediciones experimentales, logrando una muy buena correlación entre ellos y la aceptación al cuerpo del conocimiento a nivel internacional. No se ha encontrado en la literatura metodologías similares para la medición de potencia instantánea como la planteada en ésta tesis, que constó básicamente de medir la temperatura dentro del cilindro del motor. Esto permitió describir de una manera más detallada la potencia de expansión que desarrolla el motor a lo largo de dicho ciclo y contrastarla con los resultados simulados. Bajo condiciones de operación a 7 bar y 290 rpm, el motor a vapor es capaz de desarrollar una potencia mecánica útil de aproximadamente 2.5 kW, pudiendo generarse energía eléctrica a razón de 14 kWh por

día, tomando las condiciones de operación antes mencionadas como máximas límites. Esto demuestra que el sistema Fresnel aquí estudiado es capaz de generar una determinada cantidad de energía eléctrica limitada por la tecnología empleada. Del estudio energético disponible en el vapor, para los días característicos de cada mes, se deduce que la energía eléctrica plausible de generar podría ser mayor y su valor dependerá fuertemente de los rendimientos del *tren de generación* empleado. No obstante, esto no resulta posible dado que el CFL no es capaz de mantener la presión de vapor en un calor constante, lo que imposibilita al motor a vapor operar a un régimen constante de revoluciones, y este inconveniente se observó en todos los ensayos de generación de potencia. Se propone a futuro la implementación de un tanque presurizador para analizar cómo se comporta el motor a vapor, y en consecuencia el bloque de potencia, como una posible solución. La caracterización del motor a vapor y el conocimiento de su performance de generación de potencia mecánica pone en alza a la tecnología de conversión termo mecánica de este tipo como una potencial opción en frente a las turbinas convencionales, cuando se trata de sistemas de concentración solar de mediana – baja potencia térmica.

Se usó el programa Simusol para simular un sistema complejo como es un motor a vapor. Se puede observar que Simusol es una herramienta útil para representar el comportamiento del motor en estado transitorio y estacionario, bajo determinadas condiciones de funcionamiento. Los datos medidos y simulados han ajustado correctamente. Es por ello que una de las grandes ventajas de la simulación es la posibilidad de extrapolar el funcionamiento a otras condiciones de trabajo, otra escala de tamaño, y para condiciones geográficas diferentes. El modelo aquí propuesto permite además determinar el caudal de vapor que resulta necesario para que el motor opere en diferentes regímenes de rpm así como de carga mecánica en su eje. Las relaciones matemáticas obtenidas permitirán implementar estrategias de control en el caudal de alimentación por medio de válvulas reguladoras. Esto acerca al equipo CFL a un estado operacional automatizable promoviendo el uso racional de la energía térmica contenida en el vapor para la generación de potencia.

La reivindicación de la máquina de vapor como componente en la cadena de producción de potencia, basada en energía no convencional, se pone de manifiesto en ésta tesis. Los resultados en las mediciones de potencia mecánica, que puede ser aprovechada para la generación de potencia eléctrica, resultan promisorios para el autor de ésta tesis así como para el grupo de trabajo afectado al proyecto Fresnel lineal de San Carlos. Esto ha despertado el interés del INTI existiendo tratativas actuales para la implementación de una máquina de vapor de mayor potencia, aproximadamente 10 HP, lo que, indudablemente, demandará la ampliación del campo solar y mejoras en la instalación para poder abastecer de vapor a presiones más elevadas y a un régimen de caudal constante. Esto último está previsto como mejora a futuro en pos de que el sistema Fresnel se autoabastezca de energía eléctrica para el consumo eléctrico *parasitario*, además del consumo domiciliar.

Del estudio de escalabilidad realizado con el programa SAM (System Advisor Model, de la NREL, USA), para un sistema de mayor potencia nominal, como ser el planteado en esta tesis de 15 MWe, se deduce que la tecnología Fresnel es capaz de suplir con la demanda eléctrica de la región, o una parte importante de ella, con costos nivelados de generación eléctrica y eficiencias en un rango competitivo con las demás tecnologías de aprovechamiento solar a nivel global. Esto se debe a la implementación de sistemas de almacenamiento térmico en sales fundidas y a la región misma, dado el potencial del recurso solar disponible. Esto acompaña a la tendencia por la cual Argentina se encuentra transitando actualmente en materia de diversificar la matriz energética nacional con un objetivo del 20% al año 2025 y es responsabilidad de los distintos actores políticos, académicos y empresarios, fomentar al crecimiento en la concientización por la implementación de sistemas de aprovechamiento energético de índole no convencional, en pos de reducir la producción gases de efecto invernadero y mitigar el cambio climático y calentamiento global.

# **ANEXO A**

## **Ampliación del sistema CFL de 86 m<sup>2</sup> a 172 m<sup>2</sup>**

### **A.1. Descripción cronológica de tareas de ampliación**

Como implementación fundamental puede destacarse el cierre del ciclo Rankine lo que permitió comenzar a realizar mediciones de campo más específicas en un régimen de presión de vapor controlada así como el mejor aprovechamiento del agua del ciclo. Otro hecho importante fue la colocación de la cubierta de vidrio templado, lo cual permitirá disminuir notablemente las pérdidas por convección sobre todo en las horas de viento por la tarde. Finalmente, la implementación de un sistema de puesta en marcha y control de parámetros permitirá encaminar al prototipo hacia un status transferible al productor local, el señor Domingo Vargas.

A continuación se resumirán las tareas de ampliación más importantes realizadas en cada viaje a la ciudad de San Carlos y que permitieron llegar al estado actual del equipo.

#### *Junio de 2014*

Este mes fue crucial para las tareas de ampliación del equipo, dado que se realizó el montaje de la segunda mitad del absorbedor sobre la estructura soporte. Para ello fue necesario el trabajo conjunto de ocho personas para realizar el izado del absorbedor mediante poleas y sogas, como se muestra en la figura A.1.

Antes de elevar el absorbedor a su posición final, se prepararon los caños por donde se realiza el transporte del agua / vapor soldando sus extremos y en uno de ellos los niples de conexión de las mangueras de alimentación de agua. La superficie de los caños fue cubierta con pintura negra resistente a altas temperaturas y fueron montados en el absorbedor para comenzar el izado del mismo.

Una vez montado el absorbedor en su posición final, en altura, se procedió a unir mediante soldadura los travesaños superiores de ambas estructuras de soporte (marca en rojo en figura A.1). Esto se realizó después del izado para tener la posibilidad de corregir corrimientos producidos por la operación de izado. Después se procedió a desmontar el cabezal de salida de vapor (indicación en azul en figura A.1), para efectuar la unión y extensión de los caños entre ambos módulos de absorbedor y por último se unieron los caños existentes con los nuevos mediante soldadura y posterior prueba neumática con espuma de jabón y aire comprimido.



Figura A.1. Segundo tramo de absorbedor suspendido por sogas, listo para ser izado y montado en altura.

De ésta manera, la salida de los nuevos caños instalados pasaron a ser la entrada al caudal de alimentación de agua. En esta campaña de tareas de ampliación se procedió también al desencofrado del acumulador térmico, cuyas características y detalles constructivos están explícitos en las tesis mencionadas anteriormente. La figura A.2 muestra la etapa previa del armado de la red interna de caños por donde circula el vapor (etapa de almacenamiento térmico) y el desencofrado del mismo, una vez que el hormigón fraguó.



Figura A.2. Izquierda. Proceso previo de construcción de la red de cañerías internas. Desencofrado del acumulador de calor en hormigón. Derecha. Etapa de desencofrado post fraguado del hormigón vertido.

Por último, en esta campaña de trabajo, se montaron los bastidores soporte de espejos para el nuevo campo de reflexión. Esta tarea resultó ser una de las más complicadas dado a que exigió la nivelación de los nuevos bastidores con respecto al suelo y al nivel de los bastidores existentes de la primera etapa. La alineación de ejes y rodamientos soporte también fueron importantes para evitar esfuerzos de flexo-torsión en la

estructura soporte y evitar así una deformación excedente en la imagen solar reflejada en la cavidad del absorbedor.

*Agosto de 2014*

En este viaje se procedió a la colocación de los espejos reflectores en el segundo módulo, los cuales fueron adheridos en su parte media mediante silicona a la estructura (figura A.3) y asegurados con ángulos metálicos en los extremos. Luego de fijarlos son levemente curvados de manera mecánica. Finalmente se logra una correcta alineación controlando la imagen que proyecta cada uno sobre el absorbedor.



Figura A.3. Procedimiento de colocación de espejos en bastidor.

Así mismo, se completaron las tareas de extensión de los caños en del absorbedor mediante el montaje de las mangueras flexibles, que llevan el caudal de alimentación a cada uno de los caños de absorción. El caño de elevación del agua se une a un cabezal distribuidor cuya forma se asemeja a un tanque de una entrada lateral y cinco salidas superiores (figura A.4), distribuyendo el caudal de agua en cinco flujos para su posterior evaporación.

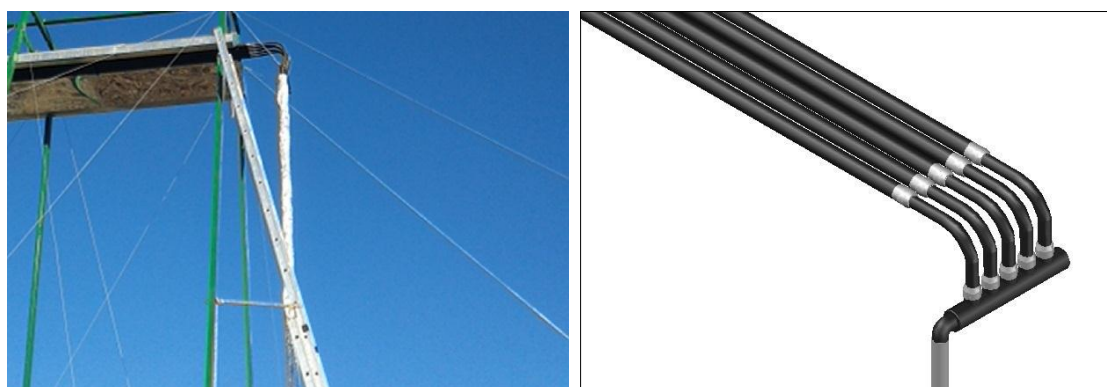


Figura A.4. Izquierda. Presentación final del cabezal distribuidor del caudal de alimentación y cañería aislada. Derecha. Esquema representativo del mismo.

Se ha optado por mangueras flexibles que sean capaces de absorber la dilatación térmica de cada caño, la cual puede llegar a 10 cm o 12 cm, dependiendo la temperatura alcanzada. La aplicación de las mismas normalmente es en la industria térmica para la conducción de fluidos a alta temperatura. Si bien el agua de alimentación ingresa a través de ellas a una temperatura cercana a la ambiente, las mangueras deben ser



capaces de soportar el calor transmitido por conducción a través de los niples de conducción y la radiación solar incidente, así como también la baja humedad relativa del ambiente.

Con respecto al acumulador de hormigón, se construyó la estructura soporte de la envolvente metálica del mismo, construida con chapas corrugadas de acero zincado. Puede verse en la figura A.5 la terminación final del bloque de acumulación térmica y el paso previo a este.



Figura A.5. Aislación y cobertura del sistema de acumulación térmica.

El bloque de hormigón, de unas 15 toneladas, se encuentra aislado en toda su superficie envolvente mediante una capa de 5 cm de fibra de vidrio. Se dejaron previstos unos orificios laterales y en la cara superior del bloque, para la medición de temperatura interna.

*Octubre de 2014*

En esta oportunidad, se realizó el tendido de la cañería de agua de alimentación, desde la bomba existente hacia el caño de elevación (lado sur del equipo). Se empleó caño galvanizado en caliente de  $\frac{1}{2}$  pulgada, soportado a la estructura trapezoidal del equipo, como puede verse en la figura A.6. Se dispuso de terminales de conexión para equipos de medición de presión, como ser transductor digital o manómetro analógico, con el objetivo de poder registrar la presión de ingreso al sistema en cada campaña de medición. La distancia de montaje de éstos instrumentos se realizan a no menos de un metro de la salida de la bomba de alimentación, según catálogo de fabricantes. El caño atraviesa todo el campo de espejos, a una altura de 30 cm con respecto al suelo hasta llegar al final donde cambia su dirección  $90^\circ$  a la izquierda para luego empalmarse en la cañería de ascenso hacia el cabezal distribuidor. Hongn en su análisis de pérdidas del equipo, contempla esta parte de la instalación y la caída de presión asociada a las paredes internas así como los accesorios intermedios (válvulas, uniones dobles, cuplas, codos a  $90^\circ$  y uniones T).



Figura A.6. Montaje de la cañería de alimentación de agua al absorbedor y conexión a bomba. Se usaron soportes tipo  $\Omega$  por donde los caños pasan simplemente apoyados.

Del lado *caliente* de la instalación, se comenzó el montaje de la línea principal de vapor, implementada en caño galvanizado en caliente de  $\frac{3}{4}$  pulgadas con aislación térmica periférica en fibra de vidrio de 2.5 cm de espesor y cubierta externa en PVC<sup>®</sup>, como se puede observar en la figura A.7. En esta ocasión se realizó el montaje de la válvula principal y el desvío de vapor hacia el acumulador de hormigón.



Figura A.7. Bajada y línea principal de vapor, válvula principal y desvío hacia acumulador térmico.

El montaje de la línea de alimentación de agua y de vapor de salida permitió realizar una primera prueba de generación de vapor con salida libre a la atmósfera. Para el registro de la presión y la temperatura se montaron un manómetro en el comienzo de la línea de vapor y una termocupla tipo k en el cambio de dirección bajada/línea principal. La generación de vapor se realizó siguiendo un protocolo interno, propio del equipo, a una presión de 8 bar y temperatura de 170 °C. Esta presión se logra cerrando la válvula principal de la línea de vapor. En la figura A.8 puede observarse el vapor abandonando la instalación con una velocidad considerable y su posterior expansión atmosférica.





Figura A.8. Primera prueba de generación de vapor a 8 bar y 170 °C con liberación a la atmosfera.

*Marzo de 2015*

Con la línea de vapor comenzada, se procedió al montaje del condensador de vapor y su acople con la salida del colector pasivo existente mediante un ducto en “T” el cual contiene válvulas tipo mariposa (o registros) lo que permiten elegir qué caudal de aire caliente ingresar a la cámara de secado, o bien la mezcla de ambos flujos de aire provenientes del colector solar pasivo o del condensador del equipo Fresnel (figura A.9).



Figura A.9. Montaje del condensador de vapor, acoplado al ducto de succión de la turbina y al colector solar pasivo existente. Conexión de la línea de vapor.

También se conectó la línea de vapor a la entrada del condensador, dejando prevista la toma de vapor para el desvío y retorno hacia y desde el motor a vapor, así como una salida adicional para otros procesos como destilación de agua.

Se montaron contrapesos a las filas de espejos de manera de balancear la rotación de las estructuras y evitar el sobre torque en el eje de los motores de seguimiento solar y calentamiento excesivo en las bobinas de paso. Para ello se emplearon caños rectangulares de similares dimensiones a la estructura del bastidor de espejos, en cuyo extremo se practicó una ranura doble que oficia de guía y regulación de distancia de la pesa montada en cada brazo. En la figura A.10 puede verse la aplicación de pintura a uno de los brazos de palanca del contrapeso y la presentación final de los mismos.



Figura A.10. Montaje y presentación final de los contrapesos.

*Julio de 2015*

El siguiente paso fue comenzar a cerrar el circuito Rankine instalando un tanque bajo nivel de suelo que colecta el agua proveniente del condensador. Este tanque de condensado consta de un sistema automatizado de doble boya para el control del nivel mínimo y máximo del agua dentro del mismo. Este mecanismo acciona un interruptor eléctrico conectado en serie con una bomba de agua, la cual se encarga de extraer el condensado del tanque y enviarlo al almacenamiento principal del sistema (figura A.11) mediante una manguera negra subterránea.



Figura A.11. Tanque de condensado y bomba de retorno hacia tanque de almacenamiento principal.



Para evitar el flujo desde la cañería de retorno hacia el tanque de condensado, se instaló en el extremo del caño de succión una válvula anti retorno. La alimentación eléctrica de la bomba se realizó mediante el tendido de una línea monofásica subterránea desde la casilla del equipo, disponiendo de tomacorrientes auxiliares 2x220V+T en cada sector de procesos de la instalación. También se procedió a aislar la línea de vapor empleando el mismo método que en la línea principal: aislante periférico de fibra de vidrio y cobertura de PVC® (figura A.12).



Figura A.12. Ensayo de generación directa de vapor, con línea de vapor aislada.

A partir de esta fase de ampliación, fueron posibles las campañas de medición con el ciclo Rankine completo, es decir, evaporación del agua de alimentación y posterior condensación en circuito cerrado.

#### *Octubre de 2015*

En este viaje se trasladó el motor a vapor junto con la transmisión mecánica, el generador sincrónico y la estructura de soporte para su montaje en suelo y acoplamiento con la línea de vapor de lado de admisión. Se realizó la fosa para el vertido del hormigón conteniendo así la estructura soporte (figura A.13) cuya tarea fue encomendada al propietario del terreno, ya que el hormigón requirió de 28 días para su fraguado completo.



Figura A.13. Montaje del bloque de potencia.

Se realizaron algunas pruebas de funcionamiento del motor a vapor, con el escape liberado a la atmosfera. En esta oportunidad no se realizaron mediciones de parámetros sobre el motor a vapor pero si sobre el absorbedor.

*Febrero de 2016*

La mayor parte del tiempo en este viaje se invirtió en reparar los bastidores de espejos pertenecientes al primer módulo, dado que se encontraban deformes por carga de viento excesiva, como se ve en la figura A.14. Se solucionó este problema recuperando la forma original de la estructura de manera manual y añadiendo barras torsionadas de acero de mayor diámetro a las existentes.



Figura A.14. Bastidores deformados y después de ser corregidos.

Ya con la fundación de hormigón fraguada, se construyó un techo parasol al bloque de potencia. En esta oportunidad se realizó el cierre del circuito admisión / retorno de vapor mediante cañerías aisladas (figura A.15) y se realizaron las primeras mediciones de potencia en el eje mecánico del motor, cuyos resultados se muestran en el capítulo 5. También se instaló el tablero eléctrico del grupo de generación.



Figura A.15. Motor a vapor acoplado a la línea principal de vapor así como el escape a la línea de retorno.

A partir de este mes, los siguientes viajes fueron campañas de mediciones coordinadas entre los distintos grupos de trabajo en los que se midieron los siguientes parámetros:

Absorbedor

- Temperatura ambiente
- Temperatura de agua de alimentación
- Presión de agua de alimentación
- Caudal de agua de alimentación
- Frecuencia de la bomba de alimentación
- Temperatura de vapor de salida
- Presión del vapor de salida
- Temperatura de los caños del absorbedor
- Radiación solar global horizontal
- Velocidad de viento en dirección E-O y N-S

Bloque de potencia

- Presión de admisión
- Potencia efectiva en eje rotativo
- Régimen de rpm
- Temperatura de vapor en el interior del motor
- Temperatura de las paredes exteriores del cilindro
- Temperatura ambiente
- Caudal de alimentación

Condensador

- Temperatura ambiente
- Temperatura de aire caliente
- Velocidad de aire caliente
- Caudal de alimentación

*Septiembre de 2016*

Dado a que se observó un ineficaz desempeño en el torque ejercido por los motores paso a paso sobre las filas de espejos, se decidió modificar la estructura de agarre de los mismos hacia la estructura del equipo. En la figura A.16 se muestra cómo estaban instalados los motores y el soporte ya modificado. El problema radicaba en que los motores no estaban debidamente *anclados* a tierra por medio de la caja de transmisión.



Figura A.16. Corrección del sistema de anclaje de motores, antes y después.



Noviembre de 2017

Se decidió cerrar la cavidad del absorbedor mediante el montaje de vidrios templados de 4 mm de espesor. Se ensayaron previamente distintos espesores de vidrios comunes en el prototipo empleado por el Dr. Altamirano para la determinación del coeficiente global de pérdidas. Ninguno de los vidrios comunes superó la prueba térmica, produciéndose la rotura de los mismos a una temperatura interior de 120 °C en promedio. Finalmente se optó por ensayar una tanda de vidrios templados de 4 mm (espesor mínimo disponible en el mercado local). La figura A.17 muestra los vidrios comunes y templados en cada ensayo térmico.



Figura A.17. Ensayos térmicos de vidrio común y templado de 4 mm.

Una vez superada la prueba térmica, se realizó la medición de la transmitancia espectral de los vidrios templados. La realización de éstos ensayos se describen en el capítulo 5. En total se instalaron 61 vidrios templados de (500 x 920 x 4) mm a lo largo de todo el absorbedor (Figura A.18).



Figura A.18. Vista de absorbedor con cubierta de vidrio templado.

El principal objetivo de esta cubierta de vidrio es disminuir las pérdidas térmicas hacia el exterior dado la circulación de aire que se produce en el interior de la cavidad y el arrastre del calor de los caños del absorbedor, cuando dicha cubierta no existe.

Por último, se realizó el tendido subterráneo del circuito hidráulico que alimenta al acumulador de calor para la circulación inversa y generación de vapor, al igual que el circuito de condensado de este bloque hacia el tanque de condensado colector.



Febrero de 2018

En este viaje se instaló el gabinete de control dentro de la casilla de la bomba de agua (figura A.19) construido por el Tec. Electrónico Diego Chocobar. Su función es enlazar vía Bluetooth con las placas de automatización instaladas en cada gabinete de los motores paso a paso. También dispone de una rutina de control de caudal de alimentación como así el monitoreo de las temperaturas del agua de ingreso, vapor de salida y ambiente.

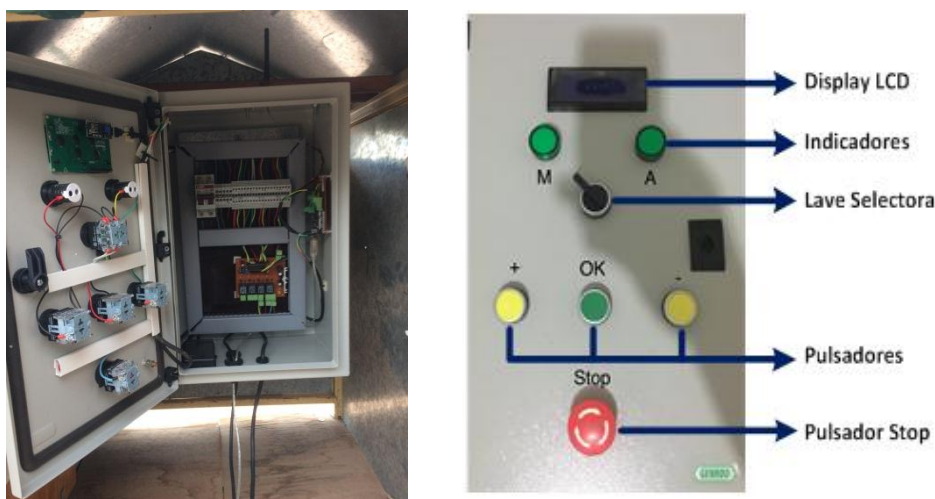


Figura A.19. Gabinete de control de posición de espejos y monitoreo de parámetros térmicos.

El gabinete posee un panel de control con un conjunto de botones, llaves, pulsador y pantalla LCD, conforme muestra la ilustración abajo.

- Display LCD: Pantalla dedicada a la visualización en tiempo real de los parámetros involucrados en el sistema.
- Indicadores: Muestran si el controlador se encuentra en modo Manual o Automático.
- Llave Selectora: Llave de selección para el modo de funcionamiento, Manual, Emergencias o Automático.
- Pulsadores: Utilizados para la configuración del sistema y el accionamiento de funciones en modo manual.
- Pulsador Stop: Cumple la función de apagar el panel de control y la alimentación al variador de velocidad.

Este controlador está diseñado para gobernar hasta diez motores paso a paso autónomos de seguimiento solar, un variador de velocidad (utilizado para alimentar la bomba), sensores de temperatura, 4 salidas de relé programables. Posee la capacidad de recibir señales digitales, tales como, presión, caudal y temperaturas involucradas en el sistema. En la siguiente imagen se muestran todos los componentes que participan en el sistema de seguimiento solar Fresnel y que van a ser controlados por este sistema. La figura A. 20 muestra el esquema de comunicación entre los distintos sensores y el centro de control. Toda la comunicación se realiza de manera inalámbrica.

La configuración y puesta en marcha del sistema puede realizarse manualmente mediante los pulsadores del gabinete o a través de una Tablet con software propio cuya interface de usuario se muestra en la figura A.21.

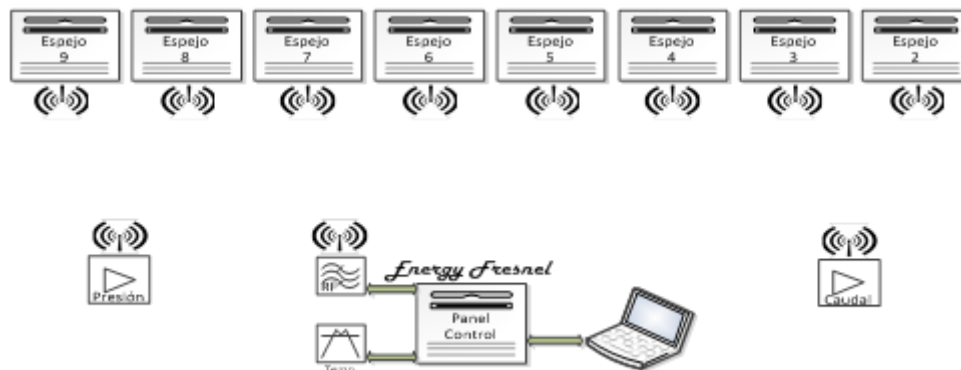


Figura A.20. Arquitectura del sistema de comunicación.

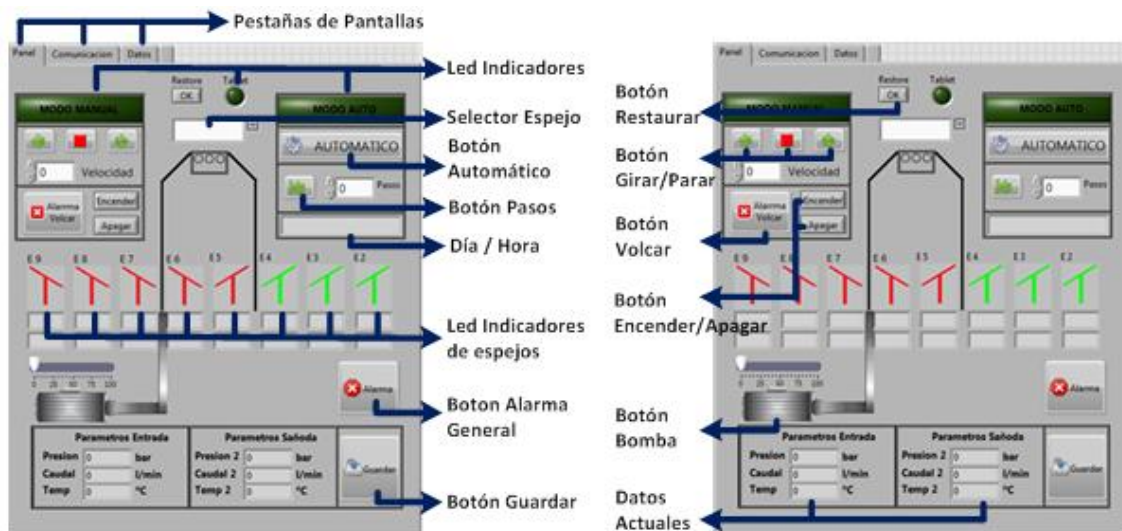


Figura A.21. Interface usuario. Principales funciones y opciones de visualizacion.

Donde se tienen tres pestañas de funciones principales:

- **Panel:** es la pantalla principal en donde se encuentran todas las funciones a utilizar y los parámetros de control a visualizar.
- **Comunicación:** en esta pestaña se accede a los parámetros de configuración de la comunicación y a la visualización de lo que el controlador envía y recibe en tiempo real.
- **Datos:** se visualizan los datos que se está guardando cuando se presiona el botón “guardar”. Aquí se puede modificar el tiempo en que se guardan los datos.

# ANEXO B

## INSERCIÓN DEL MODELO TERMOMECÁNICO EN EL PROGRAMA DIA

## B.1. Modelo para la simulación del motor a vapor

A efectos de que Simusol pueda interpretar las ecuaciones desarrolladas anteriormente, estas fueron cargadas en la interfaz gráfica Día en forma de texto mediante definición de tablas de parámetros, control, resultados, entre otras. Este programa permite elaborar de manera muy didáctica sistemas térmicos, eléctricos, mecánicos etc., o combinaciones de ellos. A continuación se transcriben las sentencias escritas en el programa *Día* para un torque resistivo de 175 Nm.

### #MOTORDUAL, CILINDRO SUPERIOR: PARAMETROS BÁSICOS

#### #Parámetros del cilindro

Ppi=3.1416  
 Py0=Pra+Plb+Pe  
 Py00=Plb-Pra-Pe  
 Prcil = 0.055  
 PCp=2\*Ppi\*Pra  
 Plb=0.085  
 PA2=0.029\*0.029  
 Pra=0.035  
 Pla=Pra/Plb  
 PAp=Prcil\*\*2\*3.1416  
 Pg=9.81  
 PMP=1.026  
 Ptatk=293  
 Pmi=3\*Pra\*\*2+0.5\*70\*0.27\*\*2

Parámetro Pi  
 Posición tapa superior  
 Posición tapa inferior  
 Radio del pistón  
 Longitud – perímetro de cilindro  
 Longitud de biela  
 Área de admisión  
 Radio del cigüeñal  
 Relación biela / cigüeñal  
 Área tapa cilindro  
 Aceleración de la gravedad  
 Masa pistón  
 Temperatura atmosférica  
 Momento inercia cigüeñal

#### #Variables del cilindro

PV=PAp\*(Py0-Py)  
 PTeink=PTein+273.15  
 PTek=PTe+273.15

Volumen de vapor en el cilindro  
 Temperatura inicial vapor cilindro en K  
 Temperatura del vapor del cilindro en K

#### #Datos de vapor de admisión

PTe2=170  
 Ptek2=Pte2+273.15  
 Px2= 1  
 Pro2= Qrol(PTek2)\*(1-Px2)+ Qrog(PTek2)\*(Px2)  
 Pro4=Qrol(PTek)\*(1-Px)+Qrog(PTek)\*(Px)  
 Pu2= Qul(PTek2)\*(1-Px2)+ Qug(PTek2)\*(Px2)

Temperatura del vapor de admisión  
  
 Título del vapor de admisión  
 Densidad del vapor de admisión  
 Densidad del vapor de escape  
 Energía interna del vapor de admisión

#### # Ecuaciones mecánicas de la biela y cigüeñal

Psal=Sin(Pal)  
 Pcal=Cos(Pal)  
 Ps2al=Sin(2\*Pal)  
 Pc2al=Cos(2\*Pal)  
 Paa=sqrt(1-Pla\*\*2\*Psal\*\*2)  
 Py= Ple+ Pra\*Pcal +Plb\*Paa  
 PA= - Pra\*Psal - Plb\*Pla\*\*2\*Ps2al/(2\*Paa)  
 Pvy=PA\*Pom  
 PB=-Pra\*Pcal-Plb\*(Pla\*\*2\*Pc2al/Paa +0.25\*Plb\*Pla\*\*4\*\*Paa\*\*(-3))  
 Pdv= PB\*Pom\*\*2 + PA\*Pdom  
 Pbb=Paa\*PTOR-Psal\*Pla\*Py\*(PMP\*Pg+(Pp-Ppo)\*Pap+PMP\*Pri3\*Pom\*\*2)  
 Pcc=PMP\*Py\*Pla\*Psal\*PA-Pmi\*Paa  
 Pdom = Pbb/Pcc

Posición del pistón  
 Velocidad del pistón  
 Derivada de la velocidad  
 Derivada de Pom

#### #Integrales

DPom = Pdom  
 DPal=Pom

Pom es la vel. angular  
 Pal es despl. angular

Palgr=Pal\*180/Ppi  
 Palgd=Dmod(Palgr,360.)  
 Prpm=Pom\*60/6.283

Pal expresado en grados  
 Ángulo vuelto a cero  
 Rpm

#Funciones Q para llamar desde archivo FORTRAN

Ps=Psl+Px\*Pslg  
 Prog = Qrog (Ptek)  
 Prol = Qrol (Ptek)  
 Prolg=Prog-Prol  
 Pug = Qug (Ptek)  
 Pul = Qul (Ptek)  
 Pulg=Pug-Pul  
 Phg = Qhg (Ptek)  
 Phl = Qhl (Ptek)  
 Phlg=Phg-Phl  
 Psg=Qsg(Ptek)  
 Psl=Qsl(Ptek)  
 Pslg=Psg-Psl  
 Pdrog = Qdrog (Ptek)  
 Pdrol = Qdrol (Ptek)  
 Pdrolg=Pdrog-Pdrol  
 Pdug = Qdug (Ptek)  
 Pdul = Qdul (Ptek)  
 Pdulg=Pdug-Pdul  
 Pp=Qp(PTe)  
 Ppo=Qp(PTo)  
 Pdrtx=Pdrol+Pdrolg\*Px  
 Pdsg=Qdsg(Ptek)  
 Pdsl=Qdsl(Ptek)  
 Pdslg=Pdsg-Pdsl

Entropía del vapor mezcla  
 Densidad vapor  
 Densidad líquido  
 Delta de densidades  
 Energía interna vapor  
 Energía interna liquido  
 Delta de e. internas  
 Entalpía vapor  
 Entalpía liquido  
 Delta de entalpías  
 Entropía vapor  
 Entropía líquido  
 Delta de entropías  
 Derivada densidad vapor  
 Derivada densidad liquido  
 Delta de derivadas  
 Deriv. e. interna vapor  
 Deriv. e. interna liquido  
 Delta de derivadas  
 Presión cilindro superior  
 Presión cilindro inferior

Deriv. entropía vapor  
 Deriv. entropía liquido  
 Delta de derivadas

PERDIDAS TERMICAS DEL CILINDRO AL AIRE (conducción + convección)

Pta=20  
 PAar=PCp\*(Py0-Py-Pep/2)  
 PAab=PCp\*(Py-Py00-Pep/2)  
 Peai=0.02  
 Pesp=0.015  
 Phc= 5.8+2.3\*5.52  
 PKai=0.3  
 PKhi=51.9

Temp. aire externo en C  
 Área de cilindro arriba  
 Área de cilindro abajo  
 Espesor de capa aislante  
 Espesor de cilindro  
 Coef. convectivo exterior  
 Conduct. térmica aislante  
 Conduct. térmica hierro

#Cilindro superior

PQar=(PTe-Pta)\*(2\*Ppi\*(Py0-Py))/(4/(2\*Prcil\*Phc)+1/(PKhi\*log((Prcil+Pesp)/(Prcil)))+1/(Pkai\*log(Prcil/(Prcil+Pesp+Peai))))+PAp\*PKhi/Pesp\*(PTe-Pthi)

#Cilindro Inferior

PQab=(PTo-Pta)\*(2\*Ppi\*(Py-Py00))/(4/(2\*Prcil\*Phc)+1/(PKhi\*log((Prcil+Pesp)/(Prcil)))+1/(Pkai\*log(Prcil/(Prcil+Pesp+Peai))))+PAp\*PKhi/Pesp\*(PTo-Pthi)  
 Pmhi=(PAar+PAp+PAab+PAp)\*0.015\*7870  
 DPThi=(PQar+PQab)/(434\*Pmhi)

Masa hierro  
 Temperatura ext. cabezal

TABLA P1

0,1  
 75.7,1  
 75.7,0  
 360,0

## TABLA P3

0,0  
75.7,0  
75.7,1  
153,1  
153,0  
360,0

## TABLA P4

0,0  
153,0  
153,1  
299,1  
299,0  
360,0

## TABLA P5

0,0  
299,0  
299,1  
360,1  
360,0

## #ECUACIONES TERMICAS PARA CILINDRO SUPERIOR

## #ADMISION DE VAPOR POR ARRIBA DEL PISTON: TABLA P1

$P_x = P_{x1}(P_{Tek}, P_m, P_V)$   
 $P_u = P_{u1}(P_{Tek}, P_x)$   
 $P_{du} = P_{du1}(P_{Tek}, P_x)$   
 $P_{uro} = P_{uro1}(P_{Tek})$   
 $P_{33} = P_{uro} * (P_m * P_{vy} / (P_{Ap} * (P_{y0} - P_y)^{**2}))$   
 $P_{dti} = P_{uro} * (P_{fl2} / (P_{Ap} * (P_{y0} - P_y))) + (P_m * P_{vy} / (P_{Ap} * (P_{y0} - P_y)^{**2}))$   
 $P_b = P_{b1}(P_{Tek}, P_x, P_m)$   
 $P_{11} = P_m * P_{dti}$   
 $P_{22} = (Q_p(P_{Te}) - Q_p(P_{To})) * P_{Ap} * P_{vy}$   
 $P_c = -P_{fl2} * P_u - P_m * P_{dti} + P_{fl2} * P_{h1}(P_{Tek2}, P_{x2}) + Q_p(P_{Te}) * P_{Ap} * P_{vy} - P_{Qar}$

## #Definición con derivadas

$D_{P_{Te}} = TP1(Palgd) * P_c / P_b + TP3(Palgd) * P_{c3} / P_b + TP4(Palgd) * P_{c4} / P_b + TP5(Palgd) * P_{c5} / P_b$   
 $P_{fl2} = TP1(Palgd) * P_{ro2} * P_{A2} * P_{v2} + TP4(Palgd) * P_{ro4} * P_{A2} * P_{v4}$   
 $D_{P_m} = p_{fl2}$   
 $P_{den} = P_m / P_V$   
 $P_{deno} = P_{mo} / P_{Vo}$

## #EXPANSION ADIABÁTICA: TABLA P3

$P_{dti3} = P_{uro} * ((P_m * P_{vy} / (P_{Ap} * (P_{y0} - P_y)^{**2})))$   
 $P_{c3} = -P_m * P_{dti3} + Q_p(P_{Te}) * P_{Ap} * P_{vy} - P_{Qar}$

## #ESCAPE DEL VAPOR DEL CILINDRO: TABLA P4

$P_{dti4} = P_{uro} * (P_{fl2} / (P_{Ap} * (P_{y0} - P_y))) + (P_m * P_{vy} / (P_{Ap} * (P_{y0} - P_y)^{**2}))$   
 $P_{c4} = -P_{fl2} * P_u - P_m * P_{dti4} + P_{fl2} * (P_{h1}(P_{Tek}, P_x)) + Q_p(P_{Te}) * P_{Ap} * P_{vy} - P_{Qar}$

## #COMPRESION FINAL: TABLA P5

$P_{dti5} = P_{uro} * ((P_m * P_{vy} / (P_{Ap} * (P_{y0} - P_y)^{**2})))$   
 $P_{c5} = -P_m * P_{dti5} + Q_p(P_{Te}) * P_{Ap} * P_{vy}$

## #parámetros a seleccionar

$P_{v2} = 22.5$

Velocidad del vapor de admisión

Pv4=-8  
 PTein = 100  
 Pm0 =0.0005  
 Pe=0.01

Velocidad del vapor de escape  
 Temperatura inicial del vapor en cilindro superior  
 Masa inicial  
 Espacio muerto ambos cilindros

### #MOTORDUAL, CILINDRO INFERIOR: PARAMETROS BÁSICOS

PTok=PTo+273.15  
 PToin=100  
 $PVo=(Py-Py00)*PAp$   
 $Pro4o=Qrol(PTok)*(1-Pxo)+Qrog(PTok)*(Pxo)$   
 Pv2o=21  
 Pv4o=-8  
 Pmoin=0.010

Temp. cilindro inferior en K  
 Temp. inicial cilindro inferior °C  
 Volumen de vapor inicial  
 Densidad de vapor mezcla  
 Velocidad vapor de admisión  
 Velocidad vapor de escape  
 Masa de vapor inicial

#### Tabla P11

0,0  
 180,0  
 180,1  
 255,1  
 255,0  
 360,0

#### Tabla P13

0,0  
 255,0  
 255,1  
 360,1

#### Tabla P14

0,1  
 119,1  
 119,0  
 360,0

#### Tabla P15

0,0  
 119,0  
 119,1  
 180,1  
 180,0  
 360,0

### # ECUACIONES TERMICAS PARA CILINDRO INFERIOR

#### #ADMISION DE VAPOR POR DEBAJO DEL PISTON: TABLA P11

$Pxo = Px1(PTok, Pmo, PVo)$   
 $Puo = Pu1(PTok, Pxo)$   
 $Pduo = Pdu1(PTok, Pxo)$   
 $Puroo = Puro1(PTok)$   
 $Pdtio = Puroo * (Pfo2 / (PAp * (Py - Py00))) - Pmo * Pvy / (PAp * (Py - Py00) ** 2)$   
 $Pbo = Pb1(PTok, Pxo, Pmo)$   
 $Pco = -Pfo2 * Puo - Pmo * Pdtio + Pfo2 * Ph1(PTek2, Px2) - Qp(PTo) * PAp * Pvy - PQab$

#### #Definición con derivada

$DPTo = TP11(Palgd) * Pco / Pbo + TP13(Palgd) * Pco3 / Pbo + TP14(Palgd) * Pco4 / Pbo + TP15(Palgd) * Pco5 / Pbo$   
 $Pfo2 = TP11(Palgd) * Pro2 * PA2 * Pv2o + TP14(Palgd) * Pro4o * PA2 * Pv4o$   
 $DPmo = Pfo2$

## #EXPANSION ADIABÁTICA: TABLA P13

$$Pdti7 = Puroo * (-Pmo * Pvy / (PAp * (Py - Py00)^{**2}))$$

$$Pco3 = -Pmo * Pdti7 - Qp(PTo) * PAp * Pvy - PQab$$

## #ESCAPE DEL VAPOR DEL CILINDRO: TABLA P14

$$Pdti8 = Puroo * (Pfo2 / (PAp * (Py - Py00)) - (Pmo * Pvy / (PAp * (Py - Py00)^{**2})))$$

$$Pco4 = -Pfo2 * Pvo - Pmo * Pdti8 + Pfo2 * (Ph1(PTok, Pxo)) - Qp(PTo) * PAp * Pvy - PQab$$

## # COMPRESION FINAL: TABLA P15

$$Pdti9 = Puroo * (-Pmo * Pvy / (PAp * (Py - Py00)^{**2}))$$

$$Pco5 = -Pmo * Pdti9 - Qp(PTo) * PAp * Pvy - PQab$$

## TABLA: INICIALES

$$PTo = PToin$$

$$Pmo = Pmoin$$

## #Torque resistivo

$$PTOR = 175$$

Torque resistivo (carga mecánica)

## #Potencias de expansión

$$PN = -(Pp - Ppo) * PAp * Pvy * TP3(Palgd)$$

Potencia de expansión cilindro superior

$$PNo = (Ppo - Pp) * PAp * Pvy * TP13(Palgd)$$

Potencia de expansión cilindro inferior

$$PPt = Pp - Ppo$$

Diferencia de presiones cilindro superior

$$PPto = Ppo - Pp$$

Diferencia de presiones cilindro inferior

$$Ppote = Prend * PTOR * Pom$$

Potencia mecánica efectiva

$$Dpmco = TP1(Palgd) * Pfl2 + TP4(Palgd) * Pfo2$$

Consumo total de vapor

## #Rendimiento mecánico

$$Prend = (8.868814 / 100000 * Prpm^{**2} - 0.0531 * Prpm + 46.56) / 100$$

## TABLA: TIEMPO

6 segundos

## #Iniciales de parámetros definidos por su derivada

$$Pal = 40 * Ppi / 180$$

Posición angular inicial en radianes

$$Pom = 20 * Ppi / 180$$

Velocidad angular inicial en radianes / segundo

$$PTe = PTein$$

Temperatura inicial del vapor en cilindro superior

$$Pm = Pm0$$

Masa de vapor inicial en cilindro superior

$$Pmco = 0$$

Masa de vapor inicial en cilindro inferior

$$PThi = 90$$

Temperatura inicial de pared exterior de cilindro

$$PInd = 0$$

Potencia indicada inicial

## TABLA: AGREGAR GRAFICOS

lineas grafpv=Simulado,Py:Pp

Diagrama P-y cilindro superior

lineas grafpv=Simulado,Py:Ppo

Diagrama P-y cilindro inferior

## TABLA: CONTROLES

Integration routine=RUK

MINIMUM STEP SIZE=1.E-400

MAXIMUM INTEGRATION PASSES=2000000

Terminate if(PTe.GT.320.OR.PTo.GT.320)

## TABLA: RESULTADOS

$$PTe(PTe, temp., C)$$

Temperatura de vapor en cilindro superior

$$PTo(PTo, temp., C)$$

Temperatura de vapor en cilindro inferior

$$PThi(Pthi, temp., C)$$

Temperatura de pared exterior de cilindro

$$Px(Px, titulo, adimensionado)$$

Título de vapor en cilindro superior

$$Pxo(Pxo, titulo, adimensionado)$$

Título de vapor en cilindro inferior

$$Pp(Pp, presion, pascales)$$

Presión de vapor en cilindro superior

$$Ppo(Ppo, presion, pascales)$$

Presión de vapor en cilindro inferior

$$Pm(Pm, masa, kg)$$

Masa de vapor en cilindro superior

$$Pmo(Pmo, masa, kg)$$

Masa de vapor en cilindro inferior



PV(PV,volumen,m3)	Volumen barrido en cilindro superior
PVo(PVo,volumen,m3)	Volumen barrido en cilindro inferior
Py(Py, posición, m)	Posición lineal del pistón
PAar(PAar, area arriba, m2)	Área de pérdida térmica cil. superior
PAab(PAab, area abajo, m2)	Área de pérdida térmica cil. inferior
Pvy(Pvy,velocidad,m/s)	Velocidad lineal del pistón
Prpm(rpm,revoluciones,1/min)	Velocidad angular en rpm del cigüeñal
Pv2(Pv2,velocidad,m/s)	Velocidad de vapor en admisión cil. sup.
Pv2o(Pv2o,velocidad,m/s)	Velocidad de vapor en admisión cil. inf.
Pv4(Pv4,velocidad,m/s)	Velocidad de vapor en escape cil. sup.
Pv4o(Pv4o,velocidad,m/s)	Velocidad de vapor en escape cil. inf.
Pro2(Pro2,den,kg/m3)	Densidad de vapor mezcla cilindro sup.
Pom(Pom,vel.angular, rad/s)	Velocidad angular del cigüeñal
Palgd(Palgd, angulo,grados)	Posición angular del cigüeñal
Pfl2(Pfl2,flujo,kg/s)	Flujo másico de vapor cilindro superior
Pfo2(Pfo2,flujo,kg/s)	Flujo másico de vapor cilindro inferior
Ppote(Ppote,Pot.inst., w)	Potencia mecánica instantánea en eje
Pmco(Pmco,consumovapor, Kg)	Consumo total de vapor
PQar(PQar, perdida termica, W)	Pérdida térmica cilindro superior
PQab(PQab, perdida termica, W)	Pérdida térmica cilindro inferior
PN(PN, potencia exp sup, W)	Potencia de expansión cilindro superior
PNo(PNo, potencia exp inf,W)	Potencia de expansión cilindro inferior
PPt(PPt, presión, Pa)	Diferencia de presiones cilindro superior
PPTo(PPTo, presión, Pa)	Diferencia de presiones cilindro inferior

El programa aquí presentado describe el comportamiento termomecánico del motor a vapor. Ha sido necesaria la escritura de algunas funciones en lenguaje FORTRAN en un archivo de texto para su interpretación por Simusol. La dependencia de los parámetros, como ser energía interna, densidad, entalpía, etc., con la temperatura se correlacionó mediante polinomios de sexto orden abarcando todo el rango de temperaturas que ofrecen las tablas termodinámicas del agua. Estas funciones son las siguientes.

```

FUNCTION QUL(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
QUL = (-0.693896E+04+( 0.787343E+02)*pte+(-0.385191E+00)*pte*pte+
*   ( 0.101633E-02)*pte**3+(-0.142331E-05)*pte**4+( 0.968034E-09)*
*   pte**5+(-0.224280E-12)*pte**6)*1.0E3
RETURN
END

```

```

FUNCTION QUG(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
QUG = (0.353605E+02+( 0.306830E+02)*pte+(-0.184879E+00)*pte*pte+
*   ( 0.631573E-03)*pte**3+(-0.122789E-05)*pte**4+( 0.128407E-08)*
*   pte**5+(-0.568606E-12)*pte**6)*1.0E3
RETURN
END

```

```

FUNCTION QDUG(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
QDUG = (0.306830E+02+2*(-0.184879E+00)*pte+3*( 0.631573E-03)*
*   pte**2+4*(-0.122789E-05)*pte**3+5*( 0.128407E-08)*
*   pte**4+6*(-0.568606E-12)*pte**5)*1.0E3
RETURN
END

```

```

FUNCTION QDUL(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
QDUL = (0.787343E+02+2*(-0.385191E+00)*pte+3*( 0.101633E-02)*
*   pte**2+4*(-0.142331E-05)*pte**3+5*( 0.968034E-09)*
*   pte**4+6*(-0.224280E-12)*pte**5)*1.0E3
RETURN
END

```

```

FUNCTION QROG(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
QROG = (0.174882E+04+(-0.268817E+02)*pte+( 0.170250E+00)*
*   pte*pte+(-0.568899E-03)*pte**3+( 0.105896E-05)*pte**4+
*   (-0.104362E-08)*pte**5+( 0.427712E-12)*pte**6)
RETURN
END

```

```

FUNCTION QROL(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
QROL =(0.420168E+00+( 0.763788E-02)*pte+(-0.451278E-04)*
*   pte*pte+( 0.163128E-06)*pte**3+(-0.369799E-09)*pte**4+
*   ( 0.455029E-12)*pte**5+(-0.231737E-15)*pte**6)*1.0E3
RETURN
END

```

```

FUNCTION QDROG(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
QDROG =-0.268817E+02+2*( 0.170250E+00)*pte+3*(-0.568899E-03)*
*   pte**2+4*(0.105896E-05)*pte**3+5*(-0.104362E-08)*pte**4+
*   6*( 0.427712E-12)*pte**5
RETURN
END

```

```

FUNCTION QDROL(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
QDROL = (0.763788E-02+2*(-0.451278E-04)*pte+3*( 0.163128E-06)*
*   pte**2+4*(-0.369799E-09)*pte**3+5*( 0.455029E-12)*
*   pte**4+6*(-0.231737E-15)*pte**5)*1.0E3
RETURN
END

```

```

FUNCTION QDHG(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
QDHG = (-0.342683E+02+2*( 0.209098E+00)*pte+3*(-0.634892E-03)*
*   pte**2+4*( 0.106970E-05)*pte**3+5*(-0.946692E-09)*pte**
*   4+6*( 0.333160E-12)*pte**5)*1.0E3
RETURN
END

```

```

FUNCTION QDHL(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
QDHL = (-0.600281E+03+2*( 0.384286E+01)*pte+3*(-0.128468E-01)*
*   pte**2+4*( 0.238258E-04)*pte**3+5*(-0.232588E-07)*pte**4+
*   6*( 0.934709E-11)*pte**5)*1.0E3
RETURN
END

```

```

FUNCTION QHG(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
QHGH = (0.454635E+04+(-0.342683E+02)*pte+( 0.209098E+00)*pte*pte+
*   (-0.634892E-03)*pte**3+( 0.106970E-05)*pte**
*   4+(-0.946692E-09)*pte**5+( 0.333160E-12)*pte**6)*1.0E3
RETURN
END

```

```

FUNCTION QHL(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
QHL = (0.379183E+05+(-0.600281E+03)*pte+( 0.384286E+01)*pte*
*   pte+(-0.128468E-01)*pte**3+( 0.238258E-04)*pte**4+
*   (-0.232588E-07)*pte**5+( 0.934709E-11)*pte**6)*1.0E3
RETURN
END

```

```

FUNCTION Qp(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
Qp = (0.282642E-01+(-0.477075E-02)*pte+( 0.226737E-03)*pte*
*    pte+(-0.290497E-05)*pte**3+( 0.235559E-07)*pte**4+
*    (-0.284764E-10)*pte**5+( 0.323904E-13)*pte**6)*1.E5
RETURN
END

```

```

FUNCTION QSG(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
QSG = (-0.295550E+02+( 0.793051E+00)*pte+(-0.576608E-02)*pte*
*    pte+( 0.205609E-04)*pte**3+(-0.395099E-07)*pte**4+
*    ( 0.393675E-10)*pte**5+(-0.160112E-13)*pte**6)*1.0E3
RETURN
END

```

```

FUNCTION QSL(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
QSL = (0.650535E+02+(-0.108225E+01)*pte+( 0.710347E-02)*pte*pte
*    +(-0.240067E-04)*pte**3 +( 0.447390E-07)*pte**4
*    +(-0.437504E-10)*pte**5+( 0.175760E-13)*pte**6)*1.0E3
RETURN
END

```

```

FUNCTION QDSG(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
QDSG = (0.793051E+00+2*(-0.576608E-02)*pte+3*( 0.205609E-04)*
*    pte**2+4*(-0.395099E-07)*pte**3+5*( 0.393675E-10)*pte**
*    4+6*(-0.160112E-13)*pte**5)*1.0E3
RETURN
END

```

```

FUNCTION QDSL(PTE)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
QDSL = (-0.108225E+01+2*( 0.710347E-02)*pte+3*(-0.240067E-04)*
*    pte**2+4*( 0.447390E-07)*pte**3+5*(-0.437504E-10)*pte**4
*    +6*( 0.175760E-13)*pte**5)*1.0E3
RETURN
END

```

```

FUNCTION Pu1(PTEk,Px)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
Pu1= Qul(PTEk) + Px*(Qug(PTEk) -Qul(PTEk))
RETURN
END

```

```

FUNCTION Pdu1(PTEk,Px)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
Pdu1 = Qdul(PTEk) + Px*(Qdug(PTEk) -Qdul(PTEk))
RETURN
END

```

```

FUNCTION Puro1(PTEk)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
Puro1 = (Qug(PTEk)-Qul(PTEk))/(Qrog(PTEk)-Qrol(PTEk))
RETURN
END

```

```

FUNCTION Pb1(PTEk,Px,Pm)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
Pb1 = Pm*(Pdu1(PTEk,Px) -Puro1(PTEk)*(Qdrol(PTEk)+Px*(Qdrog
*(PTEk)-Qdrol(PTEk))))
RETURN
END

```

```

FUNCTION Px1(PTEk,Pm,PV)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
Px1 = (Pm/PV - Qrol(PTEk)) /(Qrog(PTEk) -Qrol(PTEk))
RETURN
END

```

```

FUNCTION Pdro1(PTEk,Px)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
Pdro1 = Qdrol(PTEk)+Px*(Qdrog(PTEk)-Qdrol(PTEk))
RETURN
END

```

```

FUNCTION Ph1(PTEk,Px)
IMPLICIT REAL*8(A-Z)
Ph1 = Qhl(PTEk) +Px*(Qhg(PTEk)-Qhl(PTEk))
RETURN
END

```

## B.2. Modelo para la simulación térmica del cabezal motor

El modelo térmico del cabezal motor se realizó en el software *Dia* se realizó de manera normal, empleando nodos y componentes térmicos para ensamblar el circuito térmico tal como se muestra en la figura B.1a,b,c, en la cual el circuito de la izquierda corresponde a los cilindros y al pistón con su eje, en la zona central se encuentran los ductos que transfieren el vapor desde la distribución al cilindro. También se presentan las conductancias internas entre los tres sectores y por último, los circuitos de la izquierda representan las cámaras de distribución del vapor, en la cual no se tuvo en cuenta la transferencia térmica a través de la válvula – pistón de distribución.

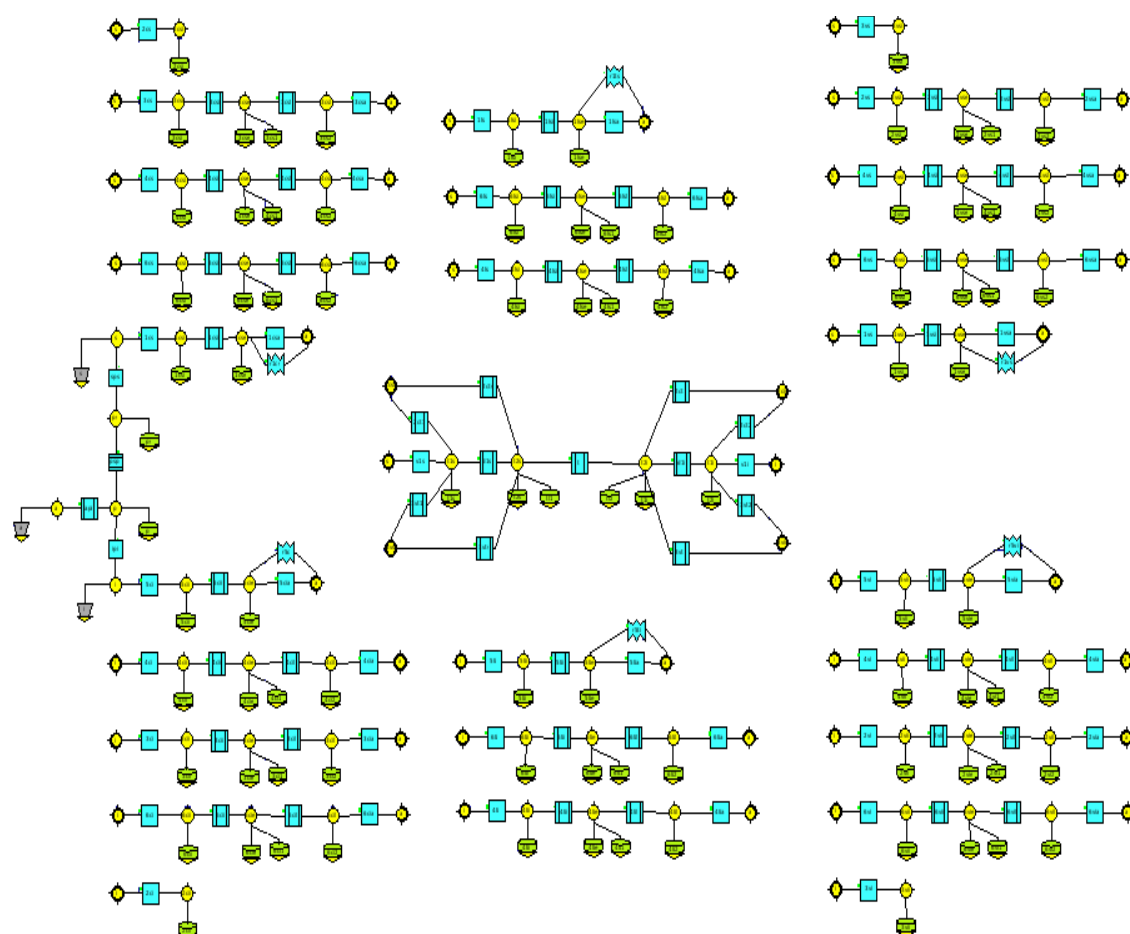


Figura B.1. Diagrama térmico del cabezal motor. Izquierda; cilindro superior, pistón y cilindro superior. Centro, transferencia de vapor superior, conductancias entre cilindros, transferencias y cámara de distribución y transferencia de vapor inferior. Derecha; cilindro de distribución superior e inferior.

# ANEXO C

## CALCULO DE COMPONENTES DE LA TRANSMISION MECANICA

### C.1. Cálculo de las correas y poleas

Para el dimensionamiento de la transmisión con correas trapeciales del tipo industrial, es indispensable conocer:

- ✓ Potencia a transmitir y características del equipo impulsor
- ✓ Tipo de máquina conducida
- ✓ Revoluciones por minuto de la polea menor
- ✓ Revoluciones por minuto de la polea mayor
- ✓ Diámetro de las poleas
- ✓ Condiciones y tiempo de trabajo diario

a) El procedimiento de cálculo descrito por la guía *Dunlop* parte con la potencia a transmitir  $P$ , afectada por un factor de corrección  $F_c$ , teniendo así la *potencia corregida*  $P_c$ . Este factor  $F_c$  depende de las condiciones de trabajo.

b) La selección de la sección de la correa se realiza en función de la potencia corregida  $P_c$  y del régimen de revoluciones de la polea menor (figura C.1). Se definen dos secciones de correas, ya que la transmisión se realiza en dos etapas.

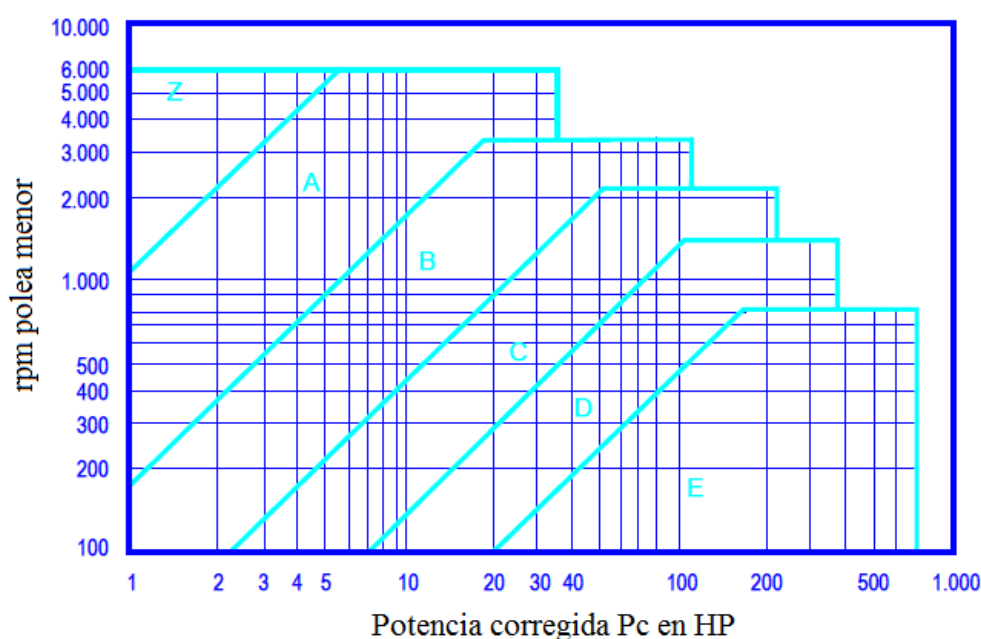


Figura C.1. Diagrama para selección del tamaño de correas.

c) La relación de transmisión teórica está dada por el cociente entre las revoluciones por minuto de las poleas. Para cada etapa de la transmisión se tiene:

$$k = \frac{N}{n} = \frac{\text{rpm polea conducida}}{\text{rpm polea conductora}} \quad \text{C.1}$$

d) La determinación de los diámetros primitivos depende de la sección de las correas elegidas. El fabricante de correas recomienda los diámetros primitivos mínimos para la polea menor. Luego, con la relación de transmisión  $k$  se determina el diámetro



primitivo de la polea mayor. Una vez adoptados los diámetros de las poleas a emplear, se calcula nuevamente la relación de transmisión teórica como:

$$k' = \frac{D}{d} = \frac{\text{diámetro polea conductora}}{\text{diámetro polea conducida}} \quad \text{C.2}$$

e) La geometría principal y el tamaño de la transmisión mecánica está determinada en gran medida por la distancia entre los ejes de las poleas. Para valores de  $k'$  comprendidos entre 1 y 3, ésta distancia debe cumplir con un valor mínimo dado por la siguiente expresión.

$$i \text{ (mm)} \geq \frac{(k'+1)d}{2} + d \quad \text{C.3}$$

Siendo  $d$  el diámetro de la polea menor. Se tomó como premisa de cálculo una distancia no superior a  $i = 500$  mm, por lo que la ecuación C.3 debe verificar ésta condición.

f) Una vez determinados los diámetros de las poleas y la separación de los ejes de las mismas, se procede a calcular la longitud primitiva mínima de las correas según la ecuación C.4.

$$L(\text{mm}) = 2i + 1,57(D + d) + \frac{(D-d)^2}{4i} \quad \text{C.4}$$

La longitud seleccionada se denomina *desarrollo* de la correa y su valor se da comercialmente en pulgadas.

g) Sobre la longitud seleccionada, se debe corregir su valor mediante un *factor de corrección de longitud de la correa*  $F_{cl}$ , dado que la longitud calculada es siempre inferior a la adoptada, según estandarización del fabricante de correas. Los valores de  $F_{cl}$  están dados por tablas bajo recomendaciones de Dunlop. El valor de este coeficiente depende de la sección de correa adoptada (tipo A, B, C, etc.) y de la longitud primitiva adoptada.

h) Conocidos los diámetros de las poleas y la longitud final de la correa, se debe calcular el *ángulo de contacto*. Debido a que las poleas son de distintos diámetros en cada etapa, este será siempre inferior a  $180^\circ$ . Se calcula con la ecuación C.5.

$$\alpha(^{\circ}) = 180^{\circ} - \frac{57(D-d)}{i} \quad \text{C.5}$$

i) Cómo el ángulo de contacto es menor a  $180^\circ$  y afecta la vida útil de la correa, para mantener un correcto nivel de prestación, se debe determinar un *factor de corrección del arco de contacto*  $F_c^{\circ}$ . Este factor depende del ángulo de contacto calculado sobre la polea menor y del tipo de polea (acanalada, plana, etc...). El fabricante de correas recomienda los valores de dicho coeficiente.

j) La velocidad lineal de la correa puede determinarse calculando la velocidad periférica de la polea menor. La misma está dada por la ecuación C.6.

$$V_t(\text{m/s}) = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} \quad \text{C.6}$$

k) Para determinar el número de correas a emplear, se debe considerar la prestación base de cada una de ellas. Ésta prestación,  $P_b$ , es la máxima potencia que es capaz de transmitir una correa individual, cuando su ángulo de abrazado es  $180^\circ$ . Pero como el ángulo de abrazado calculado es inferior a  $180^\circ$ , se debe agregar una potencia adicional, resultando así una nueva potencia base  $P_{bk}$  para cada correa individual.

l) A continuación se define la potencia efectiva por correa individual.

$$P_e(HP) = P_{bk} F_c^\circ F_{cl} \quad C.7$$

m) Por último, se determina el número de correas necesarias para transmitir la potencia corregida de cálculo  $P_c$ .

$$N^\circ = \frac{P_c}{P_e} \quad C.8$$

Se debe adoptar el entero inmediato superior. Un pequeño exceso aumenta la duración de las correas en forma que compensa con creces el mayor gasto de instalación y mantenimiento. Por el contrario, la reducción del número de correas disminuye fuertemente su vida útil y es por lo tanto técnica y económicamente desaconsejable. Para dar una idea de la forma en que influye el número de correas sobre la duración de la misma, el fabricante Dunlop presenta el siguiente gráfico:

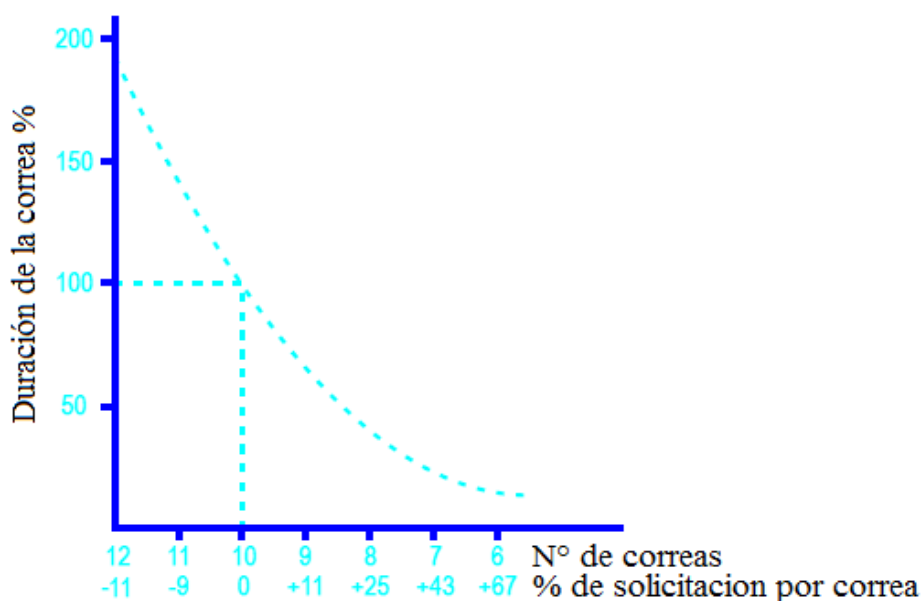


Figura C.2. Curva de duración de correas.

## C.2. Cálculo de ejes

Para cada eje se plantea el diagrama de esfuerzos tanto de torsión como de flexión, considerándolos como vigas vinculadas desde sus extremos. Se determina así cual es la sección de los ejes más solicitada.

Los ejes se dimensionaron a sección uniforme por razones de practicidad de mecanizado y a efectos de adoptar un coeficiente de seguridad uniforme a lo largo de los mismos.

En efecto, se obtienen ejes simples de proyección cilíndrica. Esto facilitó su construcción así como las tareas de mecanizado en las poleas respectivas.

Los pasos de cálculo son los siguientes.

a) Datos para el cálculo. Los mismos comprenden los datos dimensionales de las poleas como así el peso de las mismas, los brazos de palanca medidos desde los puntos de apoyo y la recta de actuación de los pesos de las poleas, la potencia mecánica transmitida  $P_c$  la cual es la misma considerada en el cálculo de las correas, la velocidad de giro de cada eje y la resistencia a la flexión del acero SAE 1020, la cual vale  $\sigma_{fl} = 600 \text{ kg/cm}^2$

b) Cálculo del momento torsor máximo. Este depende de la potencia mecánica a transmitir y de las rpm a las que gira el eje en cuestión. Se emplea la ecuación C.9.

$$M_t (\text{kg cm}) = \frac{7270 P_c (\text{HP})}{n (\text{rpm})} \quad \text{C.9}$$

c) Cálculo de las reacciones en los apoyos y del momento flector máximo. La determinación de las reacciones en los vínculos se realizan planteando las ecuaciones de equilibrio estático Newtonianas (ecuaciones C.10). Luego el momento flexor máximo se calcula en la sección más solicitada del eje.

$$\sum F = 0 ; \sum M = 0 \quad \text{C.10}$$

d) Cálculo del momento flexotorsor  $M_{ft}$ . El mismo es la combinación de las sollicitaciones máxima por flexión  $M_f$  y torsión  $M_t$  en la sección crítica. Se emplea la ecuación C.11 la cual deriva de la teoría de falla de Saint Venant.

$$M_{ft} (\text{kg cm}) = \frac{1}{2} \left( M_f + \sqrt{(M_f^2 + M_t^2)} \right) \quad \text{C.11}$$

e) Determinación de la sección teórica. La ecuación C.12 establece la relación entre las propiedades mecánicas del material empleado (resistencia a la flexión  $\sigma_{fl}$  y modulo resistente  $W_{fl}$ ) con las sollicitaciones actuantes en la sección crítica dado por  $M_{ft}$ . De ella se obtiene el diámetro correspondiente.

$$\sigma_{fl} = \frac{M_{ft}}{W_{fl}} = \frac{32 M_{ft}}{\pi d^3} \rightarrow d (\text{cm}) = \sqrt[3]{\frac{32 M_{ft}}{\pi \sigma_{fl}}} \quad \text{C.12}$$

f) Aplicación de coeficiente de seguridad. La sección calculada en el paso previo podría considerarse como la mínima a emplear, siempre y cuando las hipótesis consideradas inicialmente sean válidas. En la práctica, se deben emplear coeficientes de seguridad a efectos de sobredimensionar los ejes ya que no se tuvieron en cuenta algunos factores como ser el peso de los ejes, los efectos de entalladura en las contracciones de secciones (ranuras de trabas seguer, por ejemplo), esfuerzos por fatiga térmica, entre otros. Se emplearon coeficientes comprendidos entre 1,5 y 3,2.

### C.3. Selección de los rodamientos.

a) Las cargas consideradas en cada eje se visualizan en el esquema de la figura C.3. Se toma como ejemplo el eje que se conecta al motor vapor.

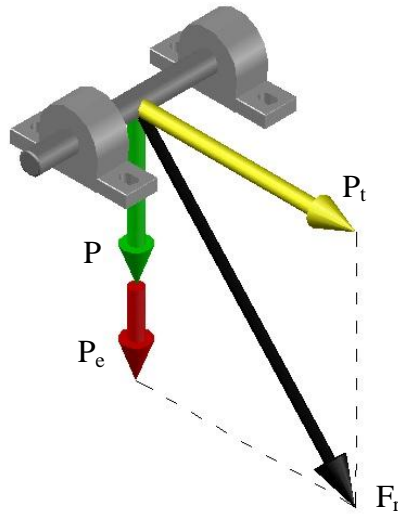


Figura C.3. Esquema simplificado de cargas actuantes en los rodamientos.

- ✓ Fuerza  $P_t$  transmitida por las correas debido al torque mecánico  $M_t$ , dada por la ecuación C.13, donde  $d$  es el diámetro de la polea en cuestión.

$$P_t = \frac{2 M_t}{d} \quad \text{C.13}$$

- ✓ Peso de la polea  $P$ . El mismo se consideró concentrado en un punto y su recta de acción atraviesa el centro de masas de la misma
- ✓ Peso propio de los ejes  $P_e$ . Cada eje tiene un peso el cual se consideró de igual manera que a los pesos de las poleas.
- ✓ Carga radial  $F_r$ . Considerando los tres esfuerzos anteriores, la carga resultante será:

$$F_r = \sqrt{(P_t)^2 + (P + P_e)^2} \quad \text{C.14}$$

c) Datos de entrada en software de cálculo. La plataforma online de la firma SKF dispone de un procedimiento para el cálculo de los rodamientos, sistematizado en cuatro pasos: selección del rodamiento, selección del o los criterios de cálculo e ingreso de los parámetros de entrada y resultados, pudiendo ser descargados en un formato .pdf.

# ANEXO D

## Nomenclatura

## Nomenclatura

### Capítulo 1

$k_t$	Índice de claridad, adimensional
$G_h$	Irradiación solar global sobre superficie horizontal, MJ/m <sup>2</sup>
$G_o$	Irradiación solar sobre tope de atmosfera, MJ/m <sup>2</sup>
$L_{abs}$	Longitud de absorbedor, m
$L_{esp}$	Longitud de fila de espejos, m

### Capítulo 3

$A_2$	Área de admisión al motor a vapor, m <sup>2</sup>
$A_p$	Área activa del pistón m <sup>2</sup>
$d_i$	Diámetro interior del cilindro, m
$d_o$	Diámetro exterior del cilindro m
$D_o$	Diámetro exterior de la aislación del cabezal motor, m
$e_{Nu}$	Error relativa porcentual en la medición de potencia, adimensional
$e$	Espesor de la tapa de cilindro, m
$F$	Fuerza transmitida a través de la biela, N
$g$	Aceleración de la gravedad, asumida en 9.81 m/s <sup>2</sup>
$h_{(\theta_2, x_2)}$	Entalpía específica del vapor, J/kg
$h_c$	Coefficiente convectivo del vapor en cilindro, W/m <sup>2</sup> °C
$I$	Momento de inercia del conjunto cigüeñal y volante, kgm <sup>2</sup>
$k_i$	Coefficiente de conductividad térmica del acero, W/m°C
$k_{is}$	Coefficiente de conductividad térmica de la aislación, W/m°C
$l_e$	Longitud del eje lineal del motor a vapor, m
$l$	Longitud de la biela, m
$m_{(\tau)}$	Masa total de vapor en cilindros, kg
$m_0$	Masa de vapor inicial en la Carrera de admisión, kg
$M$	Masa del pistón, kg
$n$	Velocidad rotacional del cigüeñal, rpm
$N_i$	Potencia indicada o potencia de expansión del cilindro superior, W
$N_{io}$	Potencia indicada o potencia de expansión del cilindro inferior, W
$N_u$	Potencia mecánica efectiva del motor a vapor, W
$p_2$	Presión del vapor de entrada, Pa
$p(\theta)$	Presión de vapor en cilindro superior, Pa
$p_0$	Presión de vapor en cilindro inferior, Pa
$P_{fr}$	Torque opositor debido a la carga mecánica en eje del motor, N
$P_{v2}$	Velocidad del vapor de ingreso en cilindro superior, m/s
$P_{v4}$	Velocidad del vapor de salida en cilindro superior, m/s
$P_{v2o}$	Velocidad del vapor de ingreso en cilindro inferior, m/s
$P_{v4o}$	Velocidad del vapor de salida en cilindro inferior, m/s
$P_{mco}$	Consumo másico de vapor, l/m
$P$	Fuerza medida mediante dinamómetro, Lb

$Q_{l-adm}$	Pérdida térmica en la carrera de admisión, W
$Q_{l-exp}$	Pérdida térmica en la carrera de escape, W
$r$	Radio del cigüeñal, m
$T$	Torque mecánico medido en eje del motor, Nm
$u_{(\theta,x)}$	Energía interna específica total del vapor, J/kg
$u_g$	Energía interna específica de la fase gaseosa, J/kg
$u_l$	Energía interna específica de la fase líquida, J/kg
$v_p$	Velocidad lineal del pistón, m/s
$v_2$	Velocidad del vapor en la expansión inicial, m/s
$V_{(\tau)}$	Volumen total de vapor desplazado, m <sup>3</sup>
$w$	Velocidad angular del cigüeñal, s <sup>-1</sup>
$W_p$	Trabajo ejercido por el pistón en la Carrera de admisión, W
$W_{exp}$	Trabajo ejercido por el pistón en la Carrera de expansión, W
$x$	Título de vapor en cilindro, adimensional
$x_2$	Título de vapor inicial en cilindro, adimensional
$y_0$	Posición inicial del pistón, m
$y_{(\tau)}$	Posición del pistón, m
$\alpha$	Posición angular, °
$\beta$	Posición angular de la biela, °
$\gamma$	Diferencia angular entre la biela y el cigüeñal, °
$\delta_2$	Densidad del vapor de ingreso al motor, kg/m <sup>3</sup>
$\delta_{l(\theta)}$	Densidad de la fase líquida, kg/m <sup>3</sup>
$\delta_{g(\theta)}$	Densidad de la fase gaseosa, kg/m <sup>3</sup>
$\Delta Nu$	Error absoluto en la medición de potencia mecánica, W
$\eta_{mec}$	Eficiencia mecánica del motor a vapor, adimensional
$\lambda$	Relación biela – cigüeñal, adimensional
$\theta$	Temperatura del vapor en cilindros, °C
$\theta_2$	Temperatura del vapor de entrada, °C
$\theta_e$	Temperatura ambiente, °C
$\tau$	Tiempo, s

#### Capítulo 4

$P$	Potencia nominal, HP
$F_{cp}$	Factor de corrección, adimensional
$P_{cp}$	Potencia corregida, HP
$K$	Relación de transmisión, adimensional
$d$	Diámetro primitivo menor, mm
$D$	Diámetro primitivo mayor, mm
$k'$	Relación de transmisión, adimensional
$i$	Distancia entre ejes, mm
$L$	Longitud primitiva de correa, mm
$F_{cl}$	Factor de corrección, adimensional

$F_c^\circ$	Factor de corrección, adimensional
V	Velocidad de correa, m/s
P <sub>bk</sub>	Prestación base por correa, HP
P <sub>e</sub>	Potencia efectiva por correa, HP
N <sup>o</sup>	Número mínimo de correas adoptado, adimensional
I <sub>p</sub>	Ancho primitivo de correa, mm
k	Altura mínima de garganta sobre línea primitiva, mm
j	Profundidad mínima de la garganta y el borde de polea, mm
$\alpha$	Angulo de garganta, °
d	Diámetro primitivo de polea, mm
e	Paso entre ejes de gargantas, mm
g	Distancia entre eje de garganta y el borde de polea, mm
r	Radio de acabado de arista, mm
$\Delta\alpha$	Tolerancia de ángulo de garganta, °
a	Ancho superior de correa trapezoidal, mm
h	Altura de correa trapezoidal, mm
a <sub>p</sub>	Ancho de correa a la altura del núcleo, mm
E	Distancia entre centros de bulones en soporte de rodamiento, mm
B	Largo total del soporte para rodamiento, mm
E <sub>1</sub>	Longitud de cavidad para bulón de soporte de rodamiento, mm
H	Altura total del soporte para rodamiento, mm
H <sub>2</sub>	Altura de la base de soporte para rodamiento, mm
H <sub>1</sub>	Altura desde el centro del rodamiento hasta la base del soporte, mm
D	Diámetro de eje admisible, mm
L <sub>1</sub>	Ancho del cojinete porta rodamiento, mm
D <sub>3</sub>	Diámetro para bulón de soporte de rodamiento, mm
L	Ancho total de la base del soporte para rodamiento, mm
b	Ancho de chaveta, mm
h	Largo de chaveta, mm
t <sub>1</sub>	Profundidad de encastre de chaveta, mm
t <sub>2</sub>	Altura de encastre de chaveta, mm
d <sub>1</sub>	Diámetro nominal de eje, mm
F	Fuerza de aplastamiento sobre lateral de chaveta, N
L <sub>ciz</sub>	Longitud al cizallamiento, mm
L <sub>apl</sub>	Longitud al aplastamiento, mm
M <sub>t</sub>	Momento torsor transmitido, kgc
n <sub>s</sub>	Factor de seguridad, adimensional
S <sub>y</sub>	Resistencia a la fluencia del acero al carbono, adoptado 420 kg/cm <sup>2</sup>
$\gamma$	Peso específico de suelo de cimentación, kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Presión admisible del suelo, kg/m <sup>2</sup>
C	Índice de compresibilidad, kg/cm <sup>3</sup>
$\beta$	Angulo de la tierra gravante, °
$\delta$	Angulo de fricción interna, °
M	Coeficiente de fricción entre terreno y hormigón, adimensional
N <sub>t</sub>	Potencia a transmitir por los acoples de la transmisión, HP



$N_u$	Potencia efectiva desarrollada por el motor, HP
$F_s$	Factor de servicio, adimensional

## Capítulo 5

$N_{iT}$	Potencia total indicada, HP
$p_m$	Presión media, bar
$n$	Velocidad angular, rpm
$l$	Carrera total del émbolo, m
$D_s$	Diámetro de la cara superior del pistón, m
$D_i$	Diámetro de la cara inferior del pistón, m
$d_i$	Diámetro del eje vertical solidario al pistón, m
$cm$	Velocidad media del embolo, m/s
$\eta_m$	Rendimiento mecánico del motor a vapor, adimensional
$N_v$	Potencia de pérdida en motor a vapor, HP
$N_u$	Potencia mecánica efectiva del motor a vapor, HP
$p_{mín}$	Presión mínima registrada en admisión a motor, bar
$p_{máx}$	Presión máxima registrada en admisión a motor, bar
$\Delta N_i$	Error relativo en la determinación de potencia indicada, HP
$e_{Ni\%}$	Error relativo porcentual en la determinación de potencia indicada, HP
$N_{exp}$	Potencia de expansión desarrollada por el motor, W
$m$	Masa de vapor por embolada del pistón, kg
$n$	Velocidad rotacional, rpm
$h_i$	Entalpía específica del vapor en la carrera de admisión, J/kg
$h_0$	Entalpía específica del vapor en la carrera de escape, J/kg
$N_d$	Potencia térmica disponible en el vapor de admisión, W
$\dot{m}$	Caudal másico de vapor, kg/s
$\eta_{total}$	Rendimiento total o global del motor a vapor, adimensional
$k_t$	Relación de transmisión empleada en ensayo, adimensional
$N_e$	Potencia eléctrica por fase del generador sincrónico, W/fase
$U$	Tensión de línea en bornes del generador eléctrico, V
$I$	Intensidad de corriente eléctrica por fase, A
$n_g$	Velocidad rotacional del generador eléctrico, rpm
$\Delta n$	Variación del régimen de revoluciones post conexión de cargas, rpm
$n_m$	Velocidad rotacional del motor de accionamiento, rpm
$\eta_t$	Rendimiento global de la transmisión mecánica, adimensional
$T_g$	Torque mecánico absorbido por el eje del generador eléctrico, Nm
$T_m$	Torque mecánico a desarrollar por el motor a vapor, Nm
$F$	Esfuerzo transmitido por la biela, N
$F_v$	Componente vertical del esfuerzo transmitido por la biela, N
$F_h$	Componente horizontal del esfuerzo transmitido por la biela, N
$P$	Presión de vapor necesaria en la admisión del motor, Pa
$P_v$	Presión con el motor en vacío, Pa
$A$	Sección activa del pistón, m <sup>2</sup>
$\beta$	Angulo de biela, °
$\omega$	Velocidad angular del cigüeñal del motor, s <sup>-1</sup>
$P_{adm}$	Presión de vapor en la admisión, bar
$C_\alpha$	Pérdida de vapor por enfriamiento, kg/min

$a$	Coefficiente empírico, adimensional
$\delta$	Coefficiente empírico, adimensional
$C_l$	Pérdida de vapor a través de los intersticios, kg/min
$p_o$	Contra presión en salida del motor a vapor, kg/cm <sup>2</sup>
$x$	Fracción de vapor, adimensional
$W$	Fuerza periférica de rozamiento en sistema de frenado, N
$r$	Radio de la superficie interna de la campana de rozamiento, m
$L$	Largo el brazo de palanca del sistema de frenado, m
$\dot{q}_l$	Pérdida térmica total del motor a vapor (medida), W
$Q_r$	Pérdida térmica del motor a vapor por radiatividad, W
$Q_c$	Pérdida térmica del motor a vapor por conductividad, W

## Capítulo 6

$\dot{q}$	Calor transferido en el condensador, kWt
$\bar{\rho}$	Densidad media del aire, kg/m <sup>3</sup>
$\bar{v}_1$	Velocidad media del aire, m/s
$\bar{C}_p$	Poder calorífico a presión constante del aire, KJ/kg°C
$T_{sal}$	Temperatura con la que el aire abandona el intercambiador, °C
$T_{amb}$	Temperatura con la que el aire ingresa al intercambiador, °C
$A_1$	Sección rectangular transversal al flujo de aire, m <sup>2</sup>
$A_2$	Sección circular en el ducto de ingreso a turbina de viento, m <sup>2</sup>
$\varphi$	Diámetro del ducto de aire, m
$\alpha$	Angulo de apertura o cierre de registros, °
$\eta_c$	Rendimiento del intercambiador de calor, adimensional
$\dot{Q}_c$	Energía térmica contenida en el vapor de ingreso a intercambiador, W
$\dot{m}$	Caudal másico de vapor en ingreso a intercambiador, kg/s
$h_v$	Entalpía específica de vapor en ingreso a intercambiador, kg/s
$U_{Lj}$	Coefficiente global de pérdidas por caño de absorbedor prototipo, W/m <sup>2</sup> °C
$A_j$	Área exterior de caños de absorbedor prototipo, m <sup>2</sup>
$T_j$	Temperatura de la superficie exterior de caños, °C
$U_{Lm}$	Coefficiente global de pérdidas de absorbedor prototipo, W/m <sup>2</sup> °C
$Q_{dj}$	Pérdida térmica por caño, W
$T_{mj}$	Temperatura promedio de los caños, °C

## Capítulo 7

$\dot{Q}_i$	Potencia térmica incidente en el absorbedor, W
$DNI_i$	Irradiancia directa normal al haz, por fila de espejo, W/m <sup>2</sup>
$A_i$	Área por fila de espejos, m <sup>2</sup>
$\dot{Q}_a$	Potencia térmica absorbida por los caños, W
$\Delta\dot{Q}_{ia}$	Pérdidas térmicas hacia el exterior, W
$F_e$	Factor de limpieza de los espejos, adimensional
$\tau$	Transmitancia de la cobertura de vidrio, adimensional
$\alpha$	Absortividad de los caños del absorbedor, adimensional

$A_i$	Área por fila de espejos, $m^2$
$\rho_i, \rho_r$	Reflectividad por fila de espejos, adimensionales
$\rho_{sr}$	Reflectividad de las paredes de la cavidad, adimensional
$\theta_i$	Angulo de incidencia solar, radianes
$f_i$	Fracción iluminada del absorbedor, adimensional
$F_i$	Factor de intercepción con el absorbedor, adimensional
$U_L$	Coefficiente global de pérdida del absorbedor, $W/m^2\text{°C}$
$A_{abs}$	Área de los caños del absorbedor, $m^2$
$T_c$	Temperatura promedio de los caños del absorbedor, $^{\circ}\text{C}$
$T_a, T_e, T_{amb}$	Temperatura ambiente, $^{\circ}\text{C}$
$A_{net}$	Área total de superficie espejada, $m^2$
$\eta_{op,0}$	Rendimiento óptico del absorbedor, a incidencia normal, adimensional
$IAM_{(\theta_t)}$	Modificador del ángulo de incidencia transversal, adimensional
$IAM_{(\theta_l)}$	Modificador del ángulo de incidencia longitudinal, adimensional
$IAM$	Modificador del ángulo de incidencia total, adimensional
$n_{absorbedor}$	Número de fotones que inciden en los caños, adimensional
$n_{apertura}$	Número de fotones que inciden en la apertura, adimensional
$T_f, \theta$	Temperatura del vapor, $^{\circ}\text{C}$
$T_i$	Temperatura de la pared interna del caño, $^{\circ}\text{C}$
$D_o$	Diámetro exterior de la cubierta de PVC, m
$D_i$	Diámetro interior de la cubierta de PVC, m
$d_o$	Diámetro exterior del caño galvanizado, m
$d_i, D$	Diámetro interior del caño galvanizado, m
$T_o$	Temperatura de la superficie exterior de los caños sin aislante, $^{\circ}\text{C}$
$\Delta\dot{Q}_l$	Pérdida térmica hacia el exterior desde los caños de vapor, W
$k_w$	Conductividad térmica del caño galvanizado, $W/m^{\circ}\text{C}$
$k_{ais}$	Conductividad térmica del aislamiento, $W/m^{\circ}\text{C}$
$k_{PVC}$	Conductividad térmica de la cobertura de PVC, $W/m^{\circ}\text{C}$
$L$	Longitud de tramo de cañería, m
$h_a$	Coefficiente convectivo exterior de las secciones no aisladas, $W/m^2\text{°C}$
$h_{conv}$	Coefficiente convectivo del vapor, $W/m^2\text{°C}$
$h_r$	Convectividad radiativa de caños no aislados, $W/m^2\text{°C}$
$\varepsilon$	Coefficiente de emisividad, adimensional
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann, $5.67 \times 10^{-8} W/m^2\text{°C}^4$
$fl, G$	Caudal másico de vapor, kg/s
$x$	Fracción de vapor, adimensional
$h$	entalpía específica total del vapor, J/kg
$\rho$	Densidad total del vapor, $kg/m^3$
$v$	Velocidad media del vapor, m/s
$A$	Área transversal interior de caño, $m^2$
$\rho_l$	Densidad de la fase líquida, $kg/m^3$
$\rho_g$	Densidad de la fase gaseosa, $kg/m^3$
$\delta x$	Variación en la fracción de vapor, adimensional

$\delta\theta$	Variación en la temperatura de vapor, °C
$h_l$	Entalpía específica de la fase líquida, J/kg
$h_g$	Entalpía específica de la fase gaseosa, J/kg
$\dot{Q}_l$	Pérdida térmica total del tramo de cañería considerado, W
$h_I, h_{Nu}$	Coeficiente convectivo del vapor para régimen turbulento, W/m <sup>2</sup> °C
$h_{II}$	Coeficiente convectivo del vapor para régimen mezcla, W/m <sup>2</sup> °C
$h_{III}$	Coeficiente convectivo del vapor para régimen laminar, W/m <sup>2</sup> °C
$h_{LS}$	Coeficiente de transferencia para la fase líquida, W/m <sup>2</sup> °C
$Z$	Correlación para transferencia de calor por condensación, adimensional
$\mu_l$	Viscosidad dinámica para la fase líquida, Pa s
$\mu_g$	Viscosidad dinámica para la fase gaseosa, Pa s
$g$	Aceleración de la gravedad, asumida en 9.81 m/s <sup>2</sup>
$Re_{LS}$	Número de Reynolds, adimensional
$P_r$	Presión reducida para la fase líquida, Pa
$Pr_l$	Número de Prandtl de la fase líquida, adimensional
$J_g$	Velocidad adimensional del vapor, adimensional
$T_{sal}$	Temperatura del aire de salida del intercambiador, °C
$N_u$	Potencia mecánica efectiva del motor a vapor, W
$n$	Velocidad rotacional del motor a vapor, rpm
$p$	Presión del vapor en admisión del motor, bar
$EE$	Energía eléctrica generada, kWh
$\eta_{tr}$	Eficiencia de la transmisión mecánica, adimensional
$\eta_{gr}$	Eficiencia del generador sincrónico, adimensional
$\dot{Q}_e$	Potencia térmica del vapor de escape del motor, W
$\dot{Q}_{adm}$	Potencia térmica disponible en el vapor de admisión, W
$GOR$	Gain output ratio del desalinizador multietapa, adimensional
$E_d$	Energía térmica disponible para proceso de desalinización, MJ
$k$	Factor de flujo de vapor, adimensional
$m_d$	Producción de agua desalinizada por día, kg

## Capítulo 8

$IAM_T$	Modificador del ángulo de incidencia transversal, adimensional
$IAM_L$	Modificador del ángulo de incidencia longitudinal, adimensional
$IAM$	Modificador del ángulo de incidencia total, adimensional
$C_0$	Coeficiente independiente de las expresiones de IAM, adimensional
$C_1$	Coeficiente lineal de las expresiones de IAM, °C <sup>-1</sup>
$C_2$	Coeficiente cuadrático de las expresiones de IAM, °C <sup>-2</sup>
$C_3$	Coeficiente cúbico de las expresiones de IAM, °C <sup>-3</sup>
$C_4$	Coeficiente cuádrico de las expresiones de IAM, °C <sup>-4</sup>
$\eta_{op}$	Rendimiento óptico ajustado por IAM, adimensional
$\eta_{op,0}$	Rendimiento óptico sin ajustar mediante IAM, adimensional
$C$	Capacidad térmica del sistema de almacenamiento térmico, MWh <sub>th</sub>

$\dot{W}_{des}$	Potencia nominal del grupo de generación eléctrica, MW
$\eta_{des}$	Eficiencia de la turbina, adimensional
$t_{full}$	Capacidad de almacenamiento térmico, horas
$V_{TES}$	Volumen total del sistema de almacenamiento, m <sup>3</sup>
$\rho_{HTF}$	Densidad del fluido caloportador, kg/m <sup>3</sup>
$C_{HTF}$	Calor específico del fluido caloportador, J/kg°C
$\mu_{hx}$	Coeficiente de intercambio térmico del fluido caloportador, MW/m <sup>2</sup> °C
$T_{sf,in}$	Temperatura del fluido caloportador a la entrada del campo solar, °C
$T_{sf,out}$	Temperatura del fluido caloportador a la salida del campo solar, °C
$T_{hx,hot}$	Temperatura del fluido caloportador en tanque caliente, °C
$T_{hx,cold}$	Temperatura del fluido caloportador en tanque frío, °C
LCOE	Costo nivelado de la energía eléctrica, USD/kWh
FCR	Tasa de cargo fija, adimensional
TCC	Costo capital, USD/kW
FOC	Costo anual de operación, USD/kW
AEP	Producción anual de electricidad, kWh
VOC	Costo de operación variable, USD/kWh
CRF	Factor anual de recuperación de capital, adimensional
PFF	Factor de financiamiento del proyecto, adimensional
CFF	Factor de financiamiento a la construcción, adimensional